

**ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DI BOLOGNA**

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe LM-33

TESI DI LAUREA
In
Impianti industriali e meccanici LM

**Studio, progettazione e realizzazione di
una pompa di calore aria-acqua con
serbatoio Puffer integrato**

CANDIDATO
Marco Alessandrini

RELATORE
Ing. Augusto Bianchini

Anno Accademico 2014/2015
Sessione II

Indice

INTRODUZIONE	6
CAPITOLO 1: LE POMPE DI CALORE	8
1.1 IL CICLO INVERSO DI CARNOT PER GLI IMPIANTI FRIGORIFERI.....	8
1.2 IL CICLO INVERSO STANDARD	10
1.3 POMPE DI CALORE	12
CAPITOLO 2: CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	14
2.1 POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE MECCANICA DI VAPORE	14
2.2 POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	17
2.3 COEFFICIENT OF PERFORMANCE (COP), ENERGY EFFICIENT RATIO (EER) ...	19
2.3.1 Coefficient Of Performance (COP)	19
2.3.2 Energy Efficient Ratio (EER)	21
2.4 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE, IN FUNZIONE DEL TIPO DI SORGENTE TERMICA	22
2.4.1 La sorgente aria.....	23
2.4.2 La sorgente acqua	30
2.4.3 La sorgente geotermica	33
2.5 VANTAGGI NELL'UTILIZZO DELLE POMPE DI CALORE	37
2.6 LIMITI DELLE POMPE DI CALORE	39
CAPITOLO 3: I FLUIDI FRIGORIFERI.....	41
3.1 INTRODUZIONE AI FLUIDI FRIGORIFERI	41
3.2 CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI FRIGORIGENI	42
3.2.1 Fluidi sintetici puri	42
3.2.2 Clorofluorocarburi (CFC)	44
3.2.3 Gli idroclorofluorocarburi (HCFC)	46
3.2.4 Gli idrofluorocarburi (HFC)	47
3.2.5 Le miscele.....	49
3.2.6 I fluidi frigorigeni naturali.....	51
3.2.7 Gli idrocarburi	54
3.2.8 L'anidride carbonica come fluido refrigerante	55
3.3 INDICI DI IMPATTO AMBIENTALE E DI SICUREZZA	56

3.3.1 ODP (Ozone Depletion Potential).....	56
3.3.2 GWP (Gross Warming Potential).....	56
3.3.3 Tossicità ed infiammabilità	56
3.4 SCELTA DEL REFRIGERANTE PIÙ IDONEO.....	58
CAPITOLO 4: COMPONENTISTICA DI UN IMPIANTO A POMPA DI CALORE.....	60
4.1 COMPRESSORI SCROLL	60
4.2 SCAMBIATORI DI CALORE	63
4.2.1 Scambiatori a piastre	63
4.2.2 Scambiatori a piastre saldobrasati	71
4.2.3 Scambiatori a tubi coassiali e “serpentine”	73
4.2.4 Scambiatori a fascio tubiero	74
4.2.5 Batterie Alettate	76
4.2.6 Evaporatori	77
4.3 VALVOLE PER LA LAMINAZIONE	81
4.3.1 Valvola a retropressione costante (back pressure valve).....	82
4.3.2 Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica	83
4.3.3 Tubi capillari.....	84
4.3.4 Valvole di laminazione elettroniche	86
CAPITOLO 5: I SISTEMI DI PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA (ACS)	88
5.1 SERBATOI PER ACQUA CALDA SANITARIA.....	89
5.2 IL PERICOLO LEGIONELLA.....	91
5.3 DISINFEZIONE NEGLI IMPIANTI PER ACQUA CALDA SANITARIA	95
5.4 PREPARATORI RAPIDI DI ACQUA CALDA	97
5.5 BOLLITORI A SERPENTINO.....	98
5.6 TERMOACCUMULI PUFFER E COMBI.....	101
5.7 PREPARATORI ISTANTANEI DI ACQUA CALDA SANITARIA	104
CAPITOLO 6: ANALISI DELLA TENDENZA DI MERCATO E DELLA CONCORRENZA	108
CAPITOLO 7: DESCRIZIONE E PROGETTAZIONE DELLA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA CON SERBATOIO INTEGRATO, A MARCHIO FIORINI.....	112

7.1 UNITÀ ESTERNA.....	113
7.1.1 Il ventilatore	116
7.1.2 Scambiatore di calore a batteria alettata.....	118
7.1.3 Compressori a palette (rotary), twin rotary e scroll.....	118
7.1.4 Il circuito frigorifero	122
7.2 UNITÀ INTERNA.....	126
7.2.1 La pompa idraulica	128
7.2.2 Kit deviatrice impianto/sanitario.....	132
7.2.3 Pressostato differenziale	137
7.2.4 Kit resistenza collettore	141
7.2.5 Vaso di espansione	143
7.2.6 Lo scambiatore di calore	144
7.3 IL SERBATOIO INTEGRATO.....	146
7.3.1 Stampo rotazionale.....	151
7.3.2 Isolamento termico del serbatoio.....	155
7.3.3 Serbatoio Puffer.....	159
7.3.4 Il rivestimento esterno del serbatoio di accumulo	166
7.3.5 Hardware e software del controllore elettronico.....	167
7.4 ACCESSORI OPTIONAL DELLA POMPA DI CALORE	175
CAPITOLO 8: DISEGNI FINALI DELLA POMPA DI CALORE E	
REALIZZAZIONE DEL PROTOTIPO.....	177
CONCLUSIONI	192
BIBLIOGRAFIA	193
RINGRAZIAMENTI	195

INTRODUZIONE

La ditta Fiorini nasce nel 1979 per iniziativa del fondatore Ing. Antonio Fabbri come impresa individuale specializzata nelle installazioni di impianti solari e laboratori per energie alternative, ma già nel 1982 inizia a progettare componentistica destinata al settore idrotermosanitario, pur mantenendo un forte interesse per il settore delle energie alternative.

Nel 1984, trasformandosi in Società in Nome Collettivo, inizia la produzione di bollitori e serbatoi d'accumulo per uso generico maturando una forte esperienza e sviluppando una propria rete commerciale nel territorio nazionale.

Nel 1989, Fiorini inizia a produrre i primi scambiatori di calore a piastre ed i primi sistemi preassemblati, destinati alla produzione di acqua calda sanitaria (ACS) ed allo stoccaggio e distribuzione di acqua calda e refrigerata per impianti di condizionamento.

Negli anni '90 queste ultime produzioni assumono un'importanza determinante nel panorama produttivo aziendale caratterizzandone l'immagine.

L'alta qualità dei prodotti, la loro originalità (testimoniata dal riconoscimento di vari brevetti d'invenzione industriale) e la loro attualità hanno fatto sì che in breve tempo i sistemi di distribuzione di acqua refrigerata, inizialmente destinati al mercato degli utilizzatori finali, venissero richiesti dalle maggiori case mondiali di produzione di refrigeratori a pompa di calore.

L'azienda collabora con diversi stabilimenti fra cui My Clima Srl di Treviso, alla quale è assegnata la maggior parte della produzione delle pompe di calore, sia aria-acqua che geotermiche; Ebner energietechnik Srl la quale fornisce soluzioni solari per il riscaldamento degli ambienti e la produzione di ACS e sistemi di energia alternativa in tutti gli ambiti (solare termico e fotovoltaico, geotermico, eolico); ABC Srl di Zevio, acquistata nel 2012 ma già fornitore del gruppo Fiorini da 15 anni, la quale produce serbatoi, anche di grandi capacità, destinati all'applicazione nel campo della termoidraulica e nel campo industriale in conformità alla normativa CE ed infine TTT Total Transfer Technology di Verona la quale produce scambiatori di calore a piastre ispezionabili ed in generale possiede ottima conoscenza del campo dello scambio termico.

Ho svolto l'attività di tesi presso l'ufficio commerciale dell'azienda Fiorini Industries di Forlì, avendo come referente aziendale l'Ing. Maurizio Fabbri, direttore commerciale aziendale ed appoggiandomi direttamente allo stabilimento My Clima di Treviso, in particolare facendo riferimento all' Ing. Riccardo Zanin ed all' Ing. Moreno Cappellazzo.

Il campo delle pompe di calore è un settore in continuo sviluppo, grazie alla capacità di tali sistemi di produrre energia termica tramite fonti rinnovabili; negli ultimi decenni, infatti, grazie alla presa di coscienza della comunità scientifica

nel campo ambientale e grazie allo sviluppo della ricerca e del mercato riguardanti le energie rinnovabili come alternativa all'utilizzo delle fonti energetiche tradizionali (come le fonti fossili) , è stata introdotta la pompa di calore come tecnologia che permette di unire il rispetto dell'ambiente ed il risparmio energetico con le esigenze nell'ambito del condizionamento degli ambienti e del riscaldamento.

La pompa di calore, basata su particolari cicli frigoriferi, necessita di un fluido frigorifero che subisca i cambiamenti di stato affinché vi sia la produzione dell'effetto utile voluto e la sola spesa energetica deriva dall'assorbimento di energia elettrica per far funzionare il compressore, nel caso di pompe di calore a compressione meccanica.

Il problema maggiore infatti riguarda la ricerca di una soluzione circa la produzione di energia, riducendo al minimo le emissioni di gas inquinanti dannosi per l'ozonofera e generanti l'effetto serra.

Durante questo periodo trascorso in azienda ho inizialmente approfondito le mie conoscenze sull'argomento pompe di calore, in quanto nei corsi universitari non è previsto un esame che tratti queste tecnologie; in particolare ho riportato la mia attenzione sulle pompe di calore aria-acqua, argomento di tesi; in un secondo momento ho poi condotto una analisi commerciale ed economica dei prodotti simili già presenti sul mercato della concorrenza, con attenzione particolare alle maggior case produttrici quali Daikin, Panasonic e Clivet; si è poi passati alla fase di studio del prodotto, concentrandosi sulle caratteristiche che avremmo voluto sul nostro prototipo, analizzando sempre la tendenza del mercato; è stata poi avviata la progettazione vera e propria della pompa di calore ed infine è stato realizzato un prototipo del prodotto finale per assicurarsi che il tutto funzionasse e fosse a norma.

Il capitolo 1 riguarda una panoramica delle pompe di calore in generale e del loro funzionamento, il capitolo 2 tratta la classificazione delle pompe di calore in base alle sorgenti da cui prelevano calore e a cui cedono calore, il capitolo 3 descrive i fluidi frigoriferi che è possibile utilizzare nel circuito e le loro caratteristiche, il capitolo 4 descrive la componentistica del circuito a pompa di calore, sia per quanto riguarda l'unità esterna che l'unità interna, descrivendo in generale i componenti che è possibile trovare all'interno di una pompa di calore, non solo analizzando quindi il nostro progetto nello specifico; il capitolo 5 descrive i sistemi di produzione di acqua calda sanitaria, facendo una breve panoramica sui serbatoi in quanto il nostro prodotto finale prevede l'integrazione nell'unità interna del serbatoio puffer per la produzione appunto di ACS; infine, il capitolo 6 descrive l'analisi di mercato e della concorrenza effettuata preliminarmente ed il capitolo 7 e 8 descrivono la progettazione e la realizzazione della pompa di calore aria-acqua con serbatoio integrato, oggetto della mia tesi di laurea.

CAPITOLO 1: Le pompe di calore

In questo capitolo si affronteranno le generalità delle pompe di calore e degli impianti di calore e frigoriferi in generale, per fornire una panoramica del prodotto e del progetto che si svilupperà.

1.1 Il ciclo inverso di Carnot per gli impianti frigoriferi

Nel campo della fisica tecnica vengono considerati i cicli termodinamici diretti su cui si basano i motori a combustione, i motori a reazione o le classiche centrali termiche e termoelettriche ed i cicli inversi su cui invece basano il proprio funzionamento le macchine frigorifere e le pompe di calore.

Questi ultimi, i cicli inversi di Carnot, sono molto semplici: il sistema assorbe una certa quantità di energia sottoforma di calore da una sorgente a più bassa temperatura T_2 e, mediante una spesa di lavoro esterno, ottiene il trasferimento di calore ad un "serbatoio termico" a più alta temperatura T_1 ; ciò concorda perfettamente con il secondo principio della termodinamica per il quale è necessario applicare una certa quantità di lavoro o di calore per permettere il trasferimento di energia.

Una macchina inversa può essere schematizzata nel seguente modo, come in figura 1.1:

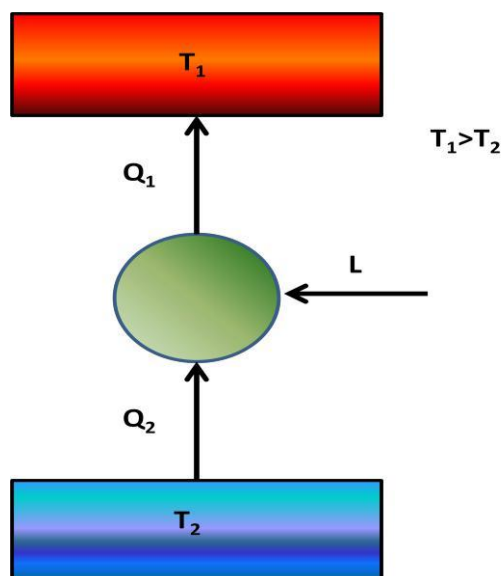


Fig. 1.1 - Schema operativo di funzionamento di un ciclo inverso

Il ciclo ideale per la realizzazione di macchine generatrici di un effetto utile esterno, non conseguibile spontaneamente, è il ciclo di Carnot operante appunto fra la temperatura T_1 calda e T_2 fredda.

Le seguenti trasformazioni termodinamiche consentono al fluido frigorifero utilizzato di realizzare tale ciclo:

Espansione adiabatica 1-2: a partire dallo stato liquido saturo nel punto 1, il fluido si espande in maniera isoentropica dalla pressione p_1 alla pressione p_2 attraversando un espansore (valvola di laminazione), a cui cede un lavoro specifico dato da:

$$L_{1-2} = h_1 - h_2$$

abbassando la propria temperatura da T_1 a T_2 .

Assorbimento di calore isoterma 2-3: il fluido frigorifero tende poi ad evaporare parzialmente all'interno di uno scambiatore di calore (evaporatore), assorbendo dall'esterno, a pressione costante p_2 , una quantità di calore specifica pari a:

$$Q_2 = h_3 - h_2$$

Compressione adiabatica 3-4: il refrigerante viene quindi aspirato dal compressore che lo porta dalla pressione p_2 alla pressione p_1 , con una spesa di lavoro specifico pari a:

$$|L_{3-4}| = h_4 - h_3$$

In tal modo anche la temperatura del fluido aumenta da T_2 a T_1 .

Cessione di calore isoterma 4-1: a pressione e temperatura costanti, rispettivamente p_1 e T_1 , il fluido condensa all'interno di uno scambiatore di calore (condensatore), cedendo all'esterno la quantità di calore specifica pari a:

$$|Q_1| = h_4 - h_1$$

In figura 1.2 si riporta il diagramma T-S del ciclo di Carnot ideale inverso.

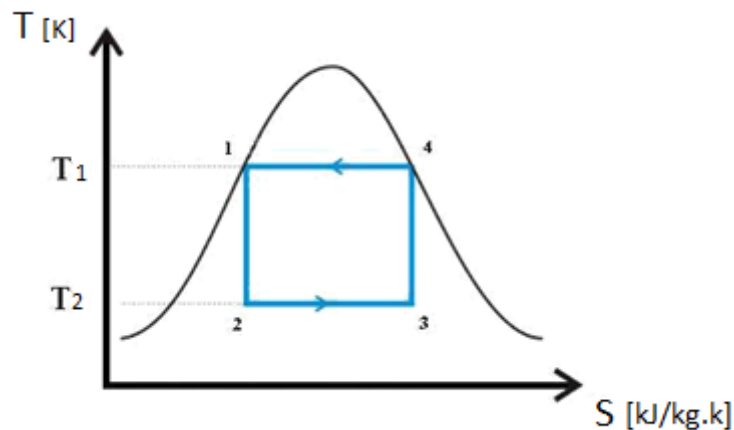


Fig. 1.2 - Ciclo di Carnot inverso, ideale, rappresentato sul diagramma T-S [1]

Tutte le trasformazioni che avvengono nel ciclo di Carnot sono reversibili, in quanto i processi 1 – 2 e 3 – 4 avvengono senza attriti e sono adiabatici, ovvero non si hanno scambi di calore con l'esterno; i processi reversibili e adiabatici hanno luogo ad entropia costante, quindi il ciclo di Carnot consiste di due processi a entropia costante e due a temperatura costante. Dato che la reversibilità di queste trasformazioni non può essere riprodotta nella realtà, il ciclo frigorifero di Carnot è puramente ideale, ma rappresenta un importante modello di confronto con i cicli reali per quanto riguarda la loro efficienza e l'influenza delle temperature massima e minima sul loro funzionamento.

1.2 Il ciclo inverso standard

L'impossibilità di realizzare nella realtà un ciclo inverso di Carnot è dovuta principalmente a due cause:

- la compressione di una miscela di liquido e vapore richiederebbe un compressore in grado di trattare contemporaneamente le due fasi;
- difficoltà relative all'espansione del refrigerante in presenza di un elevato contenuto di fase liquida.

Questi problemi possono essere superati vaporizzando completamente il refrigerante prima che sia compresso e sostituendo l'espansione, solitamente pensata effettuata tramite una turbina, con un processo di laminazione in una valvola o in un tubo capillare. Il ciclo che si ottiene, detto ciclo inverso a compressione standard, è costituito da quattro trasformazioni, come rappresentato in figura 1.3:

- 1 – 2: compressione isoentropica in un compressore;
- 2 – 3: cessione di calore a pressione costante in un condensatore;
- 3 – 4: laminazione in una valvola o in un tubo capillare;
- 4 – 1: assorbimento di calore a pressione costante in un evaporatore.

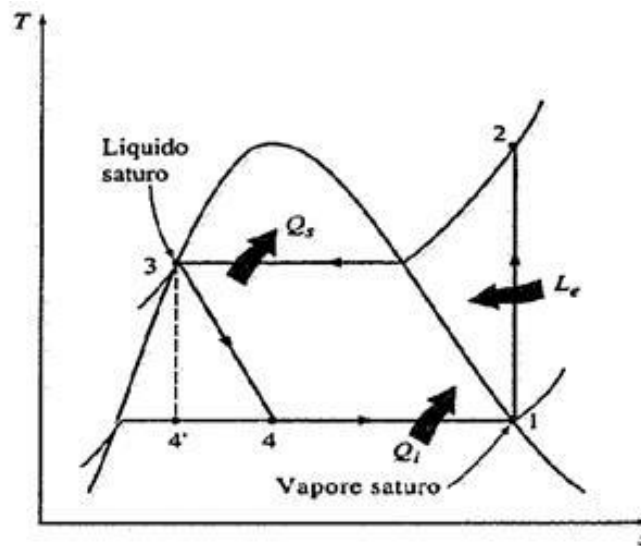


Fig. 1.3 – Diagramma $T - S$ di un ciclo inverso standard [1]

Le macchine generatrici che sfruttano questo ciclo di funzionamento sono distinguibili in due categorie principali:

- impianti per la refrigerazione o macchine frigorifere, le quali asportano con continuità calore da una sorgente a temperatura inferiore di quella dell'ambiente naturale esterno, mantenendo così il sistema refrigerato;
- pompe di calore, ovvero macchine in grado di trasferire energia termica da una sorgente a temperatura più bassa ad una sorgente a temperatura più alta.

Dal punto di vista del principio operativo non vi sono differenze tra un impianto frigorifero ed uno a pompa di calore, la differenza fra le due tecnologie consiste solamente nell'effetto utile prodotto.

1.3 Pompe di calore

Con riferimento alla seconda tecnologia citata,

“per pompa di calore si intende un’installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all’equivalente termico dell’energia impiegata per rendere possibile tale operazione) per un utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore”¹.

Il nome pompa di calore deriva dall’operazione di elevazione del livello termico di energia disponibile come calore ed è un’operazione utile quando l’energia termica è resa disponibile a temperatura superiore a quella dell’ambiente esterno; in tale contesto si parla di riscaldamento termodinamico.

Nella realtà l’aria, l’acqua o il suolo terrestre pur essendo a basse temperature come in inverno e che quindi possono essere considerati termicamente inutili, contengono energia termica fornita dal sole durante il giorno, che l’impianto può sfruttare per generare un effetto utile.

Teoricamente il calore totale erogato da una pompa di calore è pari al calore estratto dalla fonte, più la quantità di energia utilizzata per l’alimentazione. Per esempio, una pompa di calore alimentata da un motore elettrico utilizzata per il riscaldamento di edifici, con la somministrazione di 20-40 kWh di energia elettrica riesce a produrre in media 100 kWh; pompe di calore industriali, invece, possono raggiungere prestazioni più elevate tali da riuscire a fornire la stessa quantità di calore con solo 3-10 kWh di energia elettrica.

Come già accennato, le principali fonti di calore utilizzate in entrambe le tipologie di impianto possono essere sorgenti naturali appartenenti all’ambiente esterno come il suolo, l’aria o l’acqua, oppure fonti di calore artificiali come flussi di calore emessi da processi industriali e non.

Le pompe di calore sono, infatti, diventate il modo più efficiente per fornire riscaldamento e raffreddamento in molte applicazioni e in molti campi, in quanto possono sfruttare le fonti di energia rinnovabile per il proprio funzionamento.

Inoltre, esse rappresentano un’importante tecnologia per la riduzione delle emissioni di gas che incidono sul riscaldamento globale come l’anidride carbonica (CO₂), l’anidride solforosa (SO₂) e gli ossidi di azoto (NO_x).

¹ Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, 1988, *Termodinamica Applicata*, Padova, Italia

In ogni caso l'impatto ambientale delle pompe di calore elettriche dipende dal modo con cui viene prodotta l'energia elettrica: pompe di calore alimentate da elettricità derivante da impianti ad energia rinnovabile o da impianti idroelettrici riducono le emissioni in modo maggiore rispetto a quelle alimentate da energia prodotta da centrali a carbone, a petrolio o a gas.

Capitolo 2: Classificazione delle pompe di calore

Una prima classificazione può essere fatta in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- energia meccanica, derivante usualmente da motori elettrici;
- energia termica derivante da cicli ad assorbimento.

2.1 Pompe di calore a compressione meccanica di vapore

La maggior parte delle pompe di calore opera attraverso il ciclo a compressione di vapore, i cui componenti principali sono: compressore, valvola di espansione e due scambiatori di calore, ovvero l'evaporatore e il condensatore.

I vari componenti sono connessi grazie ad un circuito chiuso, all'interno del quale scorre un liquido volatile, detto fluido operativo o refrigerante.

Il percorso che il refrigerante compie all'interno del circuito è il seguente:

- nell'evaporatore la temperatura del fluido operativo è mantenuta inferiore rispetto a quella della sorgente di calore, in modo che la differenza di temperatura possa creare lo scambio termico necessario affinché il liquido frigorifero possa evaporare;
- all'interno di un compressore poi il fluido, sottoforma di vapore, viene aspirato e compresso fino ad una pressione ed una temperatura più elevate;
- il fluido passa all'interno dello scambiatore di calore costituente il condensatore dove si raffredda, cede calore utile all'acqua tecnica dell'impianto e condensa;
- infine, il liquido frigorifero in uscita dal condensatore viene espanso da una valvola di laminazione che ne abbassa la pressione terminando così il ciclo.

In figura 2.1 si riporta lo schema dell'impianto di una pompa di calore a compressione di vapore.

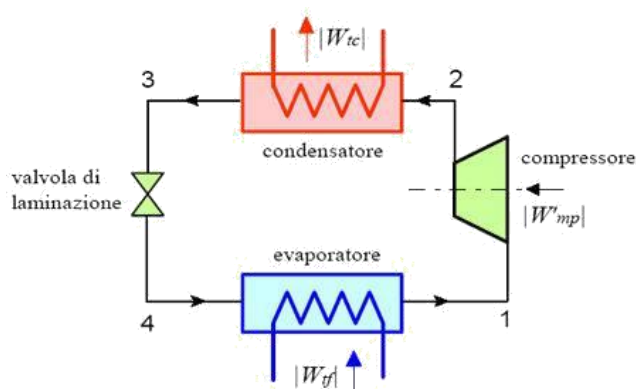


Fig. 2.1 - Schema impiantistico di una pompa di calore a compressione di vapore [2]

Il compressore è solitamente azionato da un motorino elettrico o da un motore a combustione che, operando in modo differente, permettono altresì differenti vantaggi: il motore elettrico consente il funzionamento del compressore con perdite di trasformazione minime, poiché l'efficienza di conversione dell'energia elettrica (fornita dalla rete o da eventuali dispositivi ad energia anch'essi rinnovabile) in energia meccanica è sempre superiore al 90%.

Ne deriva quindi che con l'utilizzo di un motore elettrico l'impianto a pompa di calore è caratterizzato da un'efficienza energetica maggiore.

In figura 2.2 si riporta lo schema di una pompa di calore a compressione tramite motore elettrico.

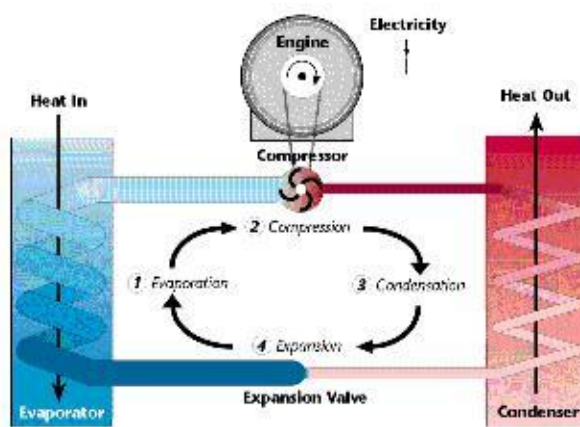


Fig. 2.2 - Schema impiantistico pompa di calore a compressione con motore elettrico [3]

Il funzionamento di un impianto con motore a combustione interna, invece, permette di sfruttare il calore dei gas di scarico in aggiunta a quello generato a livello del condensatore come rappresentato in figura 2.3.

In tal caso, però, l'efficienza energetica legata alla conversione dell'energia termica, sviluppata dal motore a combustione, in energia meccanica atta a garantire la rotazione dell'albero del compressore risulta molto inferiore rispetto a quella caratteristica di un motore elettrico.

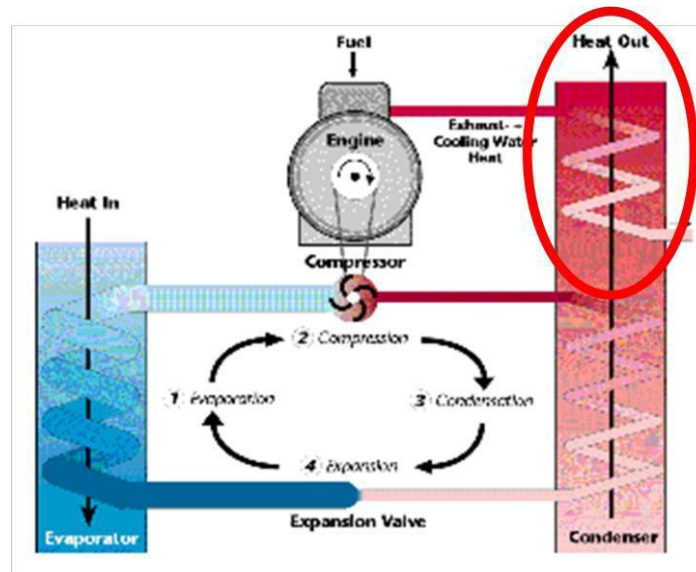


Fig. 2.3 - Schema impiantistico pompa di calore a compressione operante con motore a combustione [3]

Sono inoltre presenti in alcune realtà industriali pompe di calore che eseguono il ciclo inverso con un fluido operativo derivante dal processo industriale stesso; esse funzionano in ciclo aperto attraverso la ricompressione meccanica del vapore (Mechanical Vapour Recompression, MVR).

2.2 Pompe di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento basano il proprio funzionamento sulla disponibilità di energia termica e non sullo sfruttamento dell'energia meccanica. Esse utilizzano la capacità di liquidi e sali di assorbire il vapore del fluido operativo che opera fra la zona di alta e la zona di bassa pressione. Le sostanze maggiormente utilizzate in tali impianti sono:

- acqua (fluido operativo) e bromuro di litio (assorbente);
- ammoniaca (fluido operativo) e acqua (assorbente).

Nei sistemi ad assorbimento la compressione del fluido è raggiunta termicamente in un impianto composto da:

- pompa per il pompaggio della soluzione assorbente;
- condensatore in cui avviene la condensazione del vapore del fluido operativo;
- evaporatore in cui avviene l'evaporazione del fluido operativo;
- generatore che permette di ottenere una soluzione assorbente più densa;
- assorbitore in cui il calore è assorbito dalla soluzione a bassa pressione;
- valvola ad espansione per operare l'espansione del fluido operativo dalla zona di alta pressione a quella di bassa pressione.

In figura 2.4 è riportato lo schema di una p.d.c ad assorbimento.

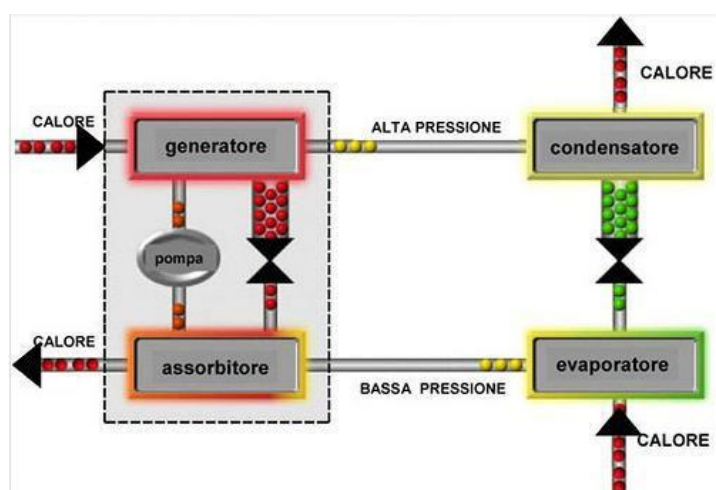


Fig. 2.4 - Schema impiantistico di una pompa di calore ad assorbimento [3]

La pompa di calore ad assorbimento opera nel modo di seguito descritto:
il vapore a bassa pressione presente nell'evaporatore è condotto all'interno dell'assorbitore, all'interno del quale viene assimilato da parte di una soluzione assorbente. Questo processo esotermico genera il calore di assorbimento che aumenta di conseguenza la temperatura del liquido.

Poiché assorbendo vapore la soluzione tende a perdere la propria capacità di assorbimento, essa viene condotta al generatore all'interno del quale il fluido operativo vaporizza e si separa dalla soluzione assorbente. Questo processo è reso possibile grazie alla somministrazione di calore che viene prelevato dall'esterno ad alta temperatura. In questo modo la soluzione si rigenera tornando alla concentrazione desiderata di partenza.

Il vapore, quindi, passa in fase liquida all'interno del condensatore cedendo calore all'esterno, mentre la soluzione assorbente ritorna all'assorbitore attraverso la valvola ad espansione.

Successivamente il fluido refrigerante torna all'evaporatore, ad una pressione inferiore, attraverso la valvola di laminazione.

A livello industriale è possibile sfruttare un particolare tipo di pompa di calore ad assorbimento, chiamata trasformatore di calore; tale soluzione impiantistica è in grado di rendere disponibile energia termica in quantità inferiore a quella ricevuta, ma a temperatura più elevata.

La frazione di energia mancata è quella ceduta a temperatura più bassa.

In figura 2.5 si riporta lo schema dell'impianto di un trasformatore di calore.

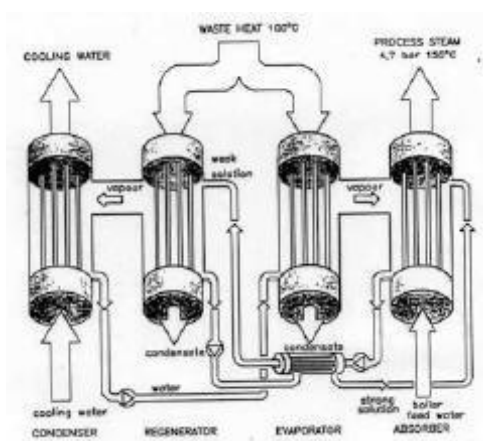


Fig. 2.5 - Schema impiantistico di un trasformatore di calore

2.3 Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)

Di seguito si descrivono i coefficienti con i quali viene valutata l'efficienza delle pompe di calore in funzionamento invernale ed in funzionamento estivo.

2.3.1 Coefficient Of Performance (COP)

Si considerino le pompe di calore a compressione meccanica, come in figura 2.6: esse operano con cicli termodinamici bitermici, con il calore positivo di ciclo prelevato dall'ambiente esterno a temperatura T_a ed il calore negativo di ciclo ceduto al sistema da riscaldare a temperatura T_1 .

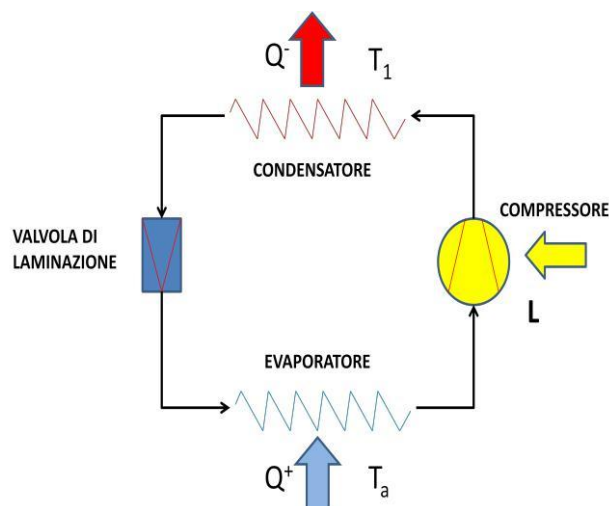


Fig. 2.6 - Schema rappresentativo del funzionamento di una pompa di calore [4]

In termini energetici le prestazioni di una pompa di calore si valutano per mezzo del coefficiente di effetto utile o COP (Coefficient Of Performance). Esso è definito in generale come:

$$COP = \frac{\text{effetto energetico utile}}{\text{energia spesa}}$$

Nel caso di pompe di calore elettriche a compressione, il COP identifica il rapporto fra l'energia termica ceduta all'ambiente [kW] ed il lavoro assorbito dal compressore [kW].

Nel caso in esame, ed in termini di potenza, risulta essere:

$$COP = \frac{|Q^-|}{|L|} = \frac{|Q^-|}{|Q^-| - Q^+}$$

con:

- Q^- = flusso termico scambiato nello scambiatore caldo;
- Q^+ = flusso termico scambiato nello scambiatore freddo;
- L = potenza di compressione spesa.

Per una pompa di calore ideale reversibile e quindi per un fluido operatore che evolve secondo un ciclo di Carnot inverso, esattamente tra le temperature T_a e T_1 della sorgente e del serbatoio termico esterno, il COP risulta essere:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_1}}$$

Il risultato che ne consegue rappresenta il valore limite massimo a cui si può tendere per quanto riguarda il coefficiente di effetto utile di una installazione reale. Nella realtà per le condizioni operative tipiche delle pompe di calore è molto difficoltoso raggiungere la metà di tale valore.

Comunque, a seconda del tipo di impianto e delle condizioni di funzionamento, il COP si attesta mediamente attorno a 4.

Tale valore va considerato, però, come riferimento, poiché esso è tanto maggiore quanto più :

- è bassa la temperatura a cui il calore viene ceduto dalla macchina per fornire effetto utile;
- è alta la temperatura della sorgente da cui lo stesso calore viene assorbito (tale temperatura è uno dei parametri fondamentali da cui dipende la potenza termica resa dalla pompa di calore).

L'importanza di questo coefficiente sta nel fatto che permette di identificare la misura quantitativa del salto di temperatura che il sistema produce, ovvero la differenza tra la temperatura della sorgente di calore e la temperatura di uscita del calore dal dispositivo stesso.

2.3.2 Energy Efficient Ratio (EER)

In modo analogo, se una pompa di calore è utilizzata per ottenere l'effetto frigorifero, non si considera il COP, ma l'Indice di Efficienza Energetica, ovvero Energy Efficient Ratio (EER): esso è un parametro che indica l'efficienza elettrica di un dispositivo per ottenere l'effetto frigorifero.

La sua formulazione è analoga al COP con l'unica differenza che l'EER pone l'attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda.

È perciò calcolato come:

$$EER = \frac{|Q^+|}{|L|}$$

con:

- Q^+ = calore prelevato dalla sorgente a bassa temperatura;
- L = lavoro speso.

Come per il COP, anche l'EER dipende in maniera importante dalla differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore: quanto più tale differenza è ridotta, tanto più il valore dell'EER è elevato.

2.4 Classificazione delle pompe di calore a compressione, in funzione del tipo di sorgente termica

Sul mercato sono presenti diverse tipologie di pompe di calore che si differenziano tra loro in base alla sorgente termica da cui prelevano calore:

- aria;
- acqua;
- suolo (sorgente geotermica).

Escludendo per un attimo le pompe di calore geotermiche, a seconda del tipo di sorgente esterna (primo termine) e interna dell'edificio (secondo termine), si determinano quattro tipologie di pompa di calore:

- aria - aria;
- aria - acqua;
- acqua - aria;
- acqua - acqua.

La pompa di calore consente il condizionamento dell'aria all'interno degli edifici riscaldandola o raffreddandola direttamente oppure in modo indiretto, attraverso l'utilizzo di un fluido intermedio, normalmente acqua (chiamata acqua tecnica), che trasporta il calore ai vari ambienti e lo cede attraverso scambiatori di calore dedicati (esempio: fan coils, pannelli radianti ecc)

Sul lato esterno il sistema può scambiare direttamente calore con l'aria, prelevandone la quantità necessaria per il funzionamento invernale e dissipandolo durante quello estivo. Il processo può avvenire con l'utilizzo di un fluido intermedio (acqua o acqua glicolata), che consente di scambiare calore con la sorgente esterna, la quale può essere costituita da acqua superficiale o acqua di falda, terreno o rocce (geotermia a bassa entalpia).

2.4.1 La sorgente aria

L'aria esterna è una fonte di energia illimitata e sempre disponibile: essa si presenta come una sorgente a temperatura variabile. Si verificano infatti escursioni termiche giornaliere e, sul lungo periodo, variazioni di tipo stagionale; nella progettazione di un impianto è quindi importante considerare tali variazioni, attingendo ai valori di temperatura normalizzati per ogni località geografica: temperatura minima e massima annuale, temperature medie mensili.

La norma UNI 5364 associa alle principali località una temperatura minima esterna di progetto: per le località non menzionate dalla norma i parametri climatici possono essere calcolati in base all'altitudine e all'esposizione rispetto ad una città di riferimento, secondo la UNI 10349.

In virtù dell'andamento delle temperature esterne, il D.P.R. 412/93 suddivide l'intero territorio nazionale in sei zone climatiche a ciascuna delle quali corrisponde una durata diversa del periodo di esercizio dell'impianto di riscaldamento.

Questa suddivisione si effettua per mezzo del numero di "Gradi Giorno": parametro corrispondente alla somma, estesa a tutti i giorni della stagione di riscaldamento delle sole differenze positive giornaliere, tra la temperatura ambiente, fissata convenzionalmente a 20°C e la temperatura esterna media giornaliera.

In termini matematici i gradi giorno (GG) si esprimono come:

$$GG = \sum_{e=1}^n (T_0 - T_e)$$

dove:

n : numero di giorni del periodo convenzionale di riscaldamento;

T_0 : temperatura ambiente convenzionale;

T_e : temperatura media esterna giornaliera;

$90 \leq n \leq 365$;

$T_e < T_0$.

Questo parametro dà un'informazione immediata sulla zona climatica, infatti tanto più è alto il suo valore, tanto più il clima della località in oggetto è rigido.

Nella tabella 2.1 vengono specificati i parametri relativi a ciascuna zona climatica.

Zona climatica	Gradi giorno	Durata stagione riscaldamento gg	numero ore max riscaldamento
A	< 600	105	6
B	601-900	121	8
C	901-1400	137	10
D	1401-2100	166	12
E	2101-3000	183	14
F	>3000	200	Nessuna limitazione

Zone climatiche come da DPR 412/93

Fig. 2.1 - Zone climatiche in Italia, come da DPR 412/93

Insieme alla temperatura minima di progetto, anche la temperatura media stagionale è un valore da tenere in considerazione in fase progettuale: questo può essere facilmente ricavato dai dati normalizzati della località, di cui di seguito si riporta un riassunto delle principali località italiane, come indicato in tabella 2.2.

N°	Sigla Provincia	Località	Altitudine m	GEN. °C	FEB. °C	MAR. °C	APR. °C	MAG. °C	GIU. °C	LUG. °C	AGO. °C	SET. °C	OTT. °C	NOV. °C	DIC. °C
1	AG	Agrigento	230	10,4	10,8	12,7	15,6	19,4	24,1	26,9	26,5	24,0	19,9	15,9	12,2
2	AL	Alessandria	95	0,0	2,8	8,1	13,1	17,3	22,0	24,7	23,6	19,9	13,1	6,9	1,9
3	AN	Ancona	16	6,3	7,1	9,9	13,4	17,0	21,8	24,4	24,1	21,3	16,5	12,1	7,8
4	AO	Aosta	583	-0,3	2,6	6,7	11,0	14,7	18,7	20,5	19,4	15,9	10,3	4,8	0,8
5	AP	Ascoli Piceno	154	5,5	6,6	9,5	13,3	17,2	21,7	24,4	24,3	21,1	15,8	10,9	7,0
6	AQ	L'Aquila	714	2,0	3,6	7,1	11,4	15,0	19,1	22,0	21,8	18,6	13,1	8,2	3,8
7	AR	Arezzo	246	5,1	5,9	9,2	12,6	16,4	20,9	24,0	23,4	20,3	15,0	10,2	6,1
8	AT	Asti	123	-0,4	2,7	7,9	13,0	17,0	21,6	24,2	22,9	18,9	12,7	6,1	1,3
9	AV	Avellino	348	5,5	6,5	8,8	12,4	16,0	20,3	23,1	22,6	19,6	14,8	10,4	6,8
10	BA	Bari	5	8,6	9,2	11,1	14,2	18,0	22,3	24,7	24,5	22,0	17,9	14,0	10,2
11	BG	Bergamo	249	3,1	4,9	8,9	13,3	17,0	21,3	23,7	23,2	19,9	14,2	8,6	4,5
12	BL	Belluno	383	0,1	2,3	6,8	11,2	14,9	18,9	21,2	20,8	17,7	12,4	6,5	1,7
13	BN	Benevento	135	6,8	7,7	10,3	13,7	17,5	22,1	24,8	24,3	21,4	16,5	12,1	8,0
14	BO	Bologna	54	2,1	4,6	9,4	14,2	18,2	22,9	25,4	24,9	21,2	14,9	8,7	4,0
15	BR	Brindisi	15	9,3	9,6	11,4	14,2	18,0	22,0	24,5	24,5	22,1	18,3	14,4	10,9
16	BS	Brescia	149	1,5	4,2	9,3	13,5	17,7	22,0	24,4	23,7	19,9	14,0	7,8	3,5
17	BZ	Bolzano	262	1,2	4,2	9,0	13,4	16,9	21,0	22,7	22,0	18,8	12,9	6,7	2,2
18	CA	Cagliari	4	10,3	10,8	12,8	15,1	18,4	22,9	25,5	25,5	23,3	19,4	15,5	11,7
19	CB	Campobasso	701	3,7	4,8	7,3	11,1	14,8	19,6	22,5	22,2	18,9	13,5	9,0	5,0
20	CE	Caserta	68	8,7	9,4	12,0	15,3	19,1	23,5	26,2	26,1	23,0	18,2	13,9	10,3
21	CH	Chieti	330	5,8	6,8	9,6	13,5	17,2	22,0	24,7	24,3	21,2	15,9	11,3	7,2
22	CL	Caltanissetta	568	7,2	7,8	9,9	13,1	17,3	22,5	25,7	25,2	22,1	17,3	12,8	8,9
23	CN	Cuneo	534	1,1	2,9	6,9	11,3	14,8	19,4	21,9	21,0	17,7	11,7	6,2	2,5
24	CO	Como	201	2,9	5,0	8,8	12,7	16,7	21,1	23,6	23,1	19,6	13,7	8,4	4,4
25	CR	Cremona	45	0,7	3,3	8,4	13,3	17,4	21,9	24,3	23,4	19,7	13,4	7,2	2,5
26	CS	Cosenza	238	8,1	8,8	11,3	14,4	18,1	23,1	26,0	25,8	22,7	17,8	13,4	9,4
27	CT	Catania	7	10,7	11,2	12,9	15,5	19,1	23,5	26,5	26,5	24,1	19,9	15,9	12,3
28	CZ	Catanzaro	320	8,3	8,7	10,4	13,4	17,0	21,7	24,4	24,8	22,3	17,9	13,7	10,1
29	EN	Enna	931	4,5	5,1	7,1	10,7	14,9	20,6	23,9	23,2	19,9	14,5	9,8	6,4
30	FE	Ferrara	9	1,4	3,3	7,8	12,8	17,3	21,6	23,9	23,5	20,1	14,0	8,2	3,2
31	FG	Foggia	76	6,4	7,3	10,0	13,8	17,9	23,2	26,0	25,5	22,1	16,9	12,2	7,9
32	FI	Firenze	40	5,3	6,5	9,9	13,8	17,8	22,2	25,0	24,3	20,9	15,3	10,2	6,3
33	FO	Forlì	34	3,0	4,6	9,0	13,7	17,8	22,6	25,3	24,8	21,1	15,1	9,3	4,4
34	FR	Frosinone	291	5,8	6,2	8,0	11,0	15,2	18,5	21,5	20,9	18,8	13,4	9,2	5,0
35	GE	Genova	19	7,9	8,9	11,6	14,7	17,8	21,9	24,5	24,6	22,3	17,1	12,9	9,3
36	GO	Gorizia	84	4,7	5,6	8,2	11,9	16,7	19,9	22,0	22,2	18,6	13,2	9,2	4,7
37	GR	Grosseto	10	6,8	8,1	10,3	13,2	17,1	21,2	24,1	23,9	21,3	16,4	11,7	8,1

N°	Sigla Provincia	Località	Altitudine m	GEN. °C	FEB. °C	MAR. °C	APR. °C	MAG. °C	GIU. °C	LUG. °C	AGO. °C	SET. °C	OTT. °C	NOV. °C	DIC. °C
38	IM	Imperia	10	8,6	9,4	11,6	14,7	17,9	21,7	24,5	24,1	21,8	17,4	12,7	9,5
39	IS	Isernia	423	5,5	5,7	8,6	11,2	15,5	20,1	23,1	22,8	19,7	14,7	10,3	6,9
40	KR	Crotone	8	9,5	9,8	11,5	14,7	18,4	22,9	26,2	26,0	23,5	19,3	15,1	11,2
41	LC	Lecco	214	3,9	5,7	9,6	13,3	16,0	20,1	22,6	22,1	19,2	14,3	9,2	5,3
42	LD	Lodi	87	0,9	3,3	8,6	13,5	17,8	22,5	24,5	23,4	19,6	13,4	7,3	2,5
43	LE	Lecce	49	9,0	9,3	11,4	14,7	18,9	23,4	26,1	25,9	23,0	18,5	14,3	10,7
44	LI	Livorno	3	7,5	8,2	11,1	13,9	17,3	21,8	24,4	24,1	21,5	17,1	12,7	9,0
45	LT	Latina	21	8,3	9,0	10,9	13,5	16,9	20,9	23,7	23,8	21,5	17,3	12,9	9,5
46	LU	Lucca	19	6,1	7,2	10,1	13,3	17,1	21,2	23,8	23,6	20,9	15,8	10,9	7,3
47	MC	Macerata	315	3,8	5,3	8,3	12,4	16,3	20,7	23,5	23,2	19,9	14,4	9,5	5,7
48	ME	Messina	3	11,7	12,0	13,2	15,7	19,2	23,5	26,4	26,5	24,2	20,3	16,6	13,3
49	MI	Milano	122	1,7	4,2	9,2	14,0	17,9	22,5	25,1	24,1	20,4	14,0	7,9	3,1
50	MN	Mantova	19	1,0	3,3	8,4	13,3	17,4	22,0	24,3	23,6	20,0	14,0	8,0	2,9
51	MO	Modena	34	1,4	3,5	8,6	13,3	17,2	21,8	24,3	23,8	20,1	14,0	8,1	3,1
52	MS	Massa-Carrara	65	6,8	7,4	10,3	13,2	16,9	21,2	23,7	23,3	20,6	15,9	11,3	7,9
53	MT	Matera	200	7,7	8,4	10,5	14,2	18,5	23,6	26,7	26,2	22,9	18,0	13,3	9,3
54	NA	Napoli	17	10,5	10,6	13,2	16,0	19,5	24,1	26,7	26,5	23,8	19,6	15,5	12,1
55	NO	Novara	159	0,9	3,3	8,4	13,1	17,4	21,8	24,3	23,3	19,2	12,9	7,1	2,4
56	NU	Nuoro	546	6,2	6,7	9,5	12,4	15,7	21,1	24,3	24,1	20,9	15,7	11,2	7,6
57	OR	Oristano	9	9,6	10,2	12,3	14,5	17,4	21,4	23,5	24,1	22,6	18,7	14,4	10,8
58	PA	Palermo	14	11,1	11,6	13,1	15,5	18,8	22,7	25,5	25,4	23,6	19,8	16,0	12,6
59	PC	Piacenza	61	0,1	2,4	7,7	12,2	16,3	20,7	23,2	22,3	18,9	12,8	6,9	2,0
50	PD	Padova	12	1,9	4,0	8,4	13,0	17,1	21,3	23,6	23,1	19,7	13,8	8,2	3,6
61	PE	Pescara	4	7,2	8,4	10,9	14,2	18,5	22,7	25,4	25,0	22,0	17,4	12,5	8,7
62	PG	Perugia	493	4,0	5,0	8,1	11,5	15,4	20,1	23,1	22,7	19,6	14,1	9,4	5,5
63	PI	Pisa	4	6,7	7,7	10,6	13,6	17,2	21,1	23,5	23,5	20,9	16,3	11,7	7,8
64	PN	Pordenone	24	2,3	4,4	8,1	12,1	15,7	18,4	21,5	21,2	18,3	12,9	7,4	3,8
65	PO	Prato	61	5,6	6,9	10,4	14,3	18,0	22,3	25,0	24,7	21,6	16,1	10,9	6,8
66	PR	Parma	57	0,9	3,5	8,9	13,7	17,6	22,2	24,7	24,0	20,2	14,1	8,0	2,8
67	PS	Pesaro e Urbino	11	3,6	4,7	8,4	12,3	16,2	20,6	23,2	22,7	19,7	14,7	9,9	5,4
68	PT	Pistoia	67	5,3	6,5	9,9	13,4	17,2	21,3	24,1	23,6	20,9	15,3	10,4	6,3
69	PV	Pavia	77	0,5	3,2	8,4	12,9	17,1	21,3	23,5	22,7	19,3	13,3	7,1	2,3
70	PZ	Potenza	819	3,6	4,3	6,8	10,6	14,7	19,1	21,9	21,9	18,9	13,7	9,3	5,2
71	RA	Ravenna	4	1,9	3,4	8,1	12,4	16,4	20,9	23,4	22,9	19,7	14,3	8,9	3,8
72	RC	Reggio di Calabria	15	11,1	11,5	12,8	15,3	18,7	23,0	25,7	26,1	23,8	20,0	16,5	12,7
73	RE	Reggio nell'Emilia	58	1,1	3,2	8,2	12,7	16,9	21,2	23,8	22,9	19,6	13,3	7,2	2,8
74	RG	Ragusa	502	8,6	9,2	11,2	14,1	18,5	23,6	26,6	26,4	23,2	18,4	14,3	10,1

N°	Sigla Provincia	Località	Altitudine m	GEN. °C	FEB. °C	MAR. °C	APR. °C	MAG. °C	GIU. °C	LUG. °C	AGO. °C	SET. °C	OTT. °C	NOV. °C	DIC. °C
75	RI	Rieti	405	3,7	4,9	8,1	11,6	15,2	18,8	21,8	21,7	18,9	13,5	8,7	5,1
76	RM	Roma	20	7,6	8,7	11,4	14,7	18,5	22,9	25,7	25,3	22,4	17,4	12,6	8,9
77	RN	Rimini	5	3,1	4,9	8,5	12,4	16,5	20,8	23,4	22,7	19,9	15,0	9,6	5,3
78	RO	Rovigo	7	1,3	3,6	8,5	13,4	17,6	22,0	24,5	23,8	20,1	14,0	8,1	3,1
79	SA	Salerno	4	10,4	11,3	13,5	16,5	20,1	23,9	26,5	26,6	24,1	19,9	15,7	12,2
80	SI	Siena	322	4,8	5,7	9,1	12,4	16,3	21,0	24,0	23,7	20,2	14,6	9,8	6,0
81	SO	Sondrio	307	0,5	3,3	8,2	12,6	16,0	20,0	22,3	21,4	18,1	12,4	6,6	1,7
82	SP	La Spezia	3	6,7	7,3	10,1	13,4	16,7	20,9	23,8	23,7	21,2	16,4	11,9	8,3
83	SR	Siracusa	17	11,3	11,5	13,1	15,4	18,7	23,0	26,2	26,4	23,9	20,1	16,4	12,9
84	SS	Sassari	225	8,7	9,1	11,3	14,0	16,8	21,4	24,0	24,5	22,1	17,5	13,5	9,9
85	SV	Savona	4	6,6	8,5	11,4	14,6	18,1	22,2	24,9	24,6	21,9	16,9	11,9	8,2
86	TA	Taranto	15	9,2	9,7	11,3	14,5	18,5	23,0	25,9	25,8	23,0	18,7	14,4	10,9
87	TE	Teramo	265	5,1	5,9	9,0	12,8	16,8	21,4	24,0	23,6	20,4	15,1	10,4	6,6
88	TN	Trento	194	4,3	7,3	11,8	16,5	20,0	24,0	26,3	25,5	22,3	16,4	10,2	5,7
89	TO	Torino	239	0,4	3,2	8,2	12,7	16,7	21,1	23,3	22,6	18,8	12,6	6,8	2,0
90	TP	Trapani	3	11,0	11,5	13,2	15,8	19,2	23,3	25,8	26,2	24,0	19,9	15,8	12,4
91	TR	Terni	130	6,7	7,6	10,7	13,6	17,6	22,3	24,7	24,3	21,1	16,4	11,3	6,6
92	TS	Trieste	2	4,9	6,2	9,4	13,5	17,7	21,9	24,2	24,0	20,7	15,5	10,6	6,9
93	TV	Treviso	15	2,8	4,4	8,4	13,2	17,1	21,6	23,8	23,2	19,8	14,0	8,2	4,3
94	UD	Udine	113	3,5	5,0	8,6	13,3	17,3	21,1	23,3	23,1	19,8	14,2	8,7	4,8
95	VA	Varese	382	1,2	1,9	6,0	10,4	14,0	17,7	20,5	19,6	16,4	11,2	5,3	1,9
96	VB	Verbania	197	2,9	4,6	8,5	12,6	16,6	20,8	23,3	22,6	19,3	13,5	8,1	4,2
97	VC	Vercelli	130	0,2	2,9	7,7	12,5	17,2	21,7	23,8	22,8	18,7	12,7	6,5	1,8
98	VE	Venezia	1	3,3	4,8	8,6	13,2	17,3	21,3	23,6	23,4	20,4	14,9	9,5	5,0
99	VI	Vicenza	39	2,4	4,2	8,5	12,9	17,0	21,3	23,6	23,0	19,6	13,9	8,5	4,1
100	VR	Verona	59	2,4	4,9	9,3	13,7	17,4	21,7	23,8	23,6	20,2	14,7	8,5	4,3
101	VT	Viterbo	326	5,7	6,6	9,4	12,7	16,9	21,8	24,8	24,0	20,7	15,9	11,3	7,5

Tab. 2.2 - Valori di temperatura media mensili di alcune città italiane

Il rapporto tra il numero di gradi giorno ed il numero di giorni della stagione di riscaldamento, corrisponde alla differenza tra la temperatura interna di progetto $t_i = 20^\circ\text{C}$ e la temperatura media stagionale:

$$\Delta t_m = (\text{Gradi Giorno/Durata stagione riscaldamento gg}) \cdot ^\circ\text{C}$$

Per differenza con la temperatura interna di progetto, si risale alla temperatura media della stagione invernale:

$$t_m (^\circ\text{C}) = t_i - \Delta t_m$$

Per il dimensionamento della pompa di calore può essere energeticamente conveniente fare riferimento ad una temperatura compresa tra la temperatura media stagionale e quella esterna minima di progetto, piuttosto che direttamente a questa ultima.

Esempio

Località: Verona

Gradi Giorno (GG) = 2468 °C g

Zona climatica: E

Temperatura esterna di progetto: $T_e = -5^{\circ}\text{C}$

Durata della stagione di riscaldamento D = 183 gg

Temperatura interna di progetto: $t_i = 20^{\circ}\text{C}$

$\Delta t_m = \text{GG } (^{\circ}\text{C g}) / D \text{ (g)} = 2.468 / 183 = 13.5^{\circ}\text{C}$

$t_m (^{\circ}\text{C}) = t_i - \Delta t_m = 20 - 13.5 = 6.5^{\circ}\text{C}$

Per la località in oggetto la temperatura minima di progetto è $T_e = -5^{\circ}\text{C}$ e la temperatura media stagionale è $t_m = 6.5^{\circ}\text{C}$. Il dimensionamento di una pompa di calore in funzionamento monovalente deve essere effettuato alla temperatura minima di progetto, mentre in caso di funzionamento bivalente, il dimensionamento deve essere effettuato per una temperatura compresa tra la minima di progetto e la media stagionale.

Le pompe di calore aria – aria, come in figura 2.7, operano l'effetto utile sull'aria interna degli ambienti da climatizzare attraverso il prelievo di calore dall'aria esterna nel periodo invernale, viceversa attraverso la cessione di calore all'esterno nel periodo estivo.

All'interno di questi sistemi, chiamati split, l'energia termica prodotta al condensatore viene indirizzata tramite particolari canalizzazioni ai diffusori, che consentono di scambiare calore con l'aria dell'ambiente interno.

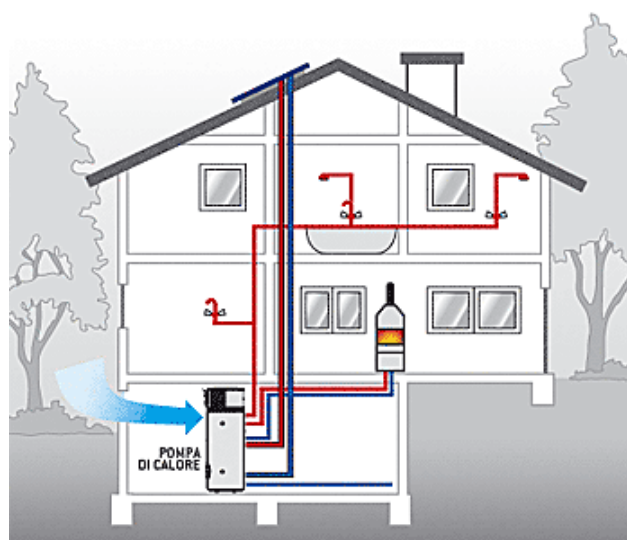


Fig. 2.7 – Esempio di impianto domestico con pompa di calore aria-aria [5]

Per sfruttare al meglio la sorgente aria esterna può essere vantaggioso articolare l'impianto termico in modo da prelevare la portata d'aria necessaria non direttamente dall'ambiente esterno, bensì da un ambiente termicamente più favorevole; a tale scopo si prestano i cunicoli che circondano i piani interrati delle abitazioni o i vespai areati. All'interno di questi ambienti il riparo offerto dalle strutture e l'apporto termico dell'abitazione e del terreno circostante mantengono una temperatura più elevata in inverno e più bassa in estate rispetto all'ambiente esterno: si ottiene così aria in aspirazione alla pompa di calore preriscaldata in inverno e raffrescata in estate, a vantaggio dell'efficienza dell'intero impianto.

Le pompe di calore aria – acqua, come in figura 2.8, riscaldano o raffreddano l'acqua contenuta in un circuito che trasporta calore nelle varie zone da climatizzare; vengono solitamente utilizzati fan coils oppure pannelli radianti, che riescono a sfruttare al meglio le basse temperature tipiche delle pompe di calore ad aria.

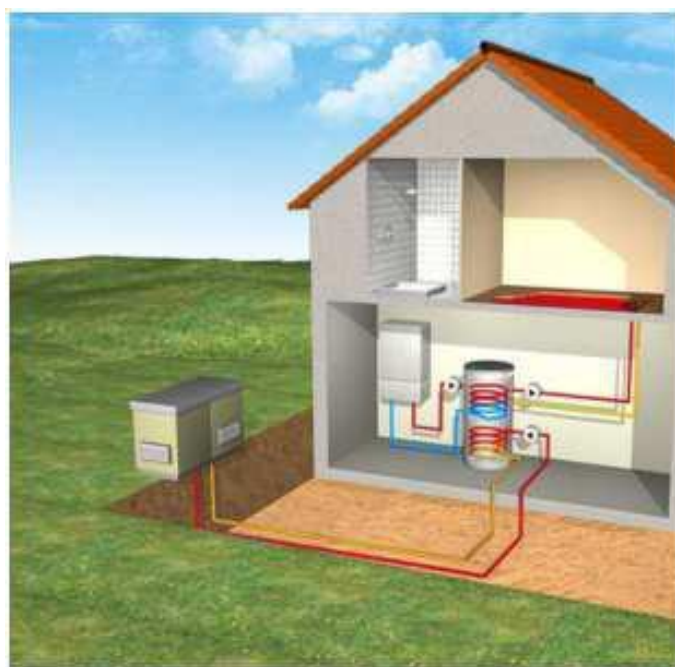


Fig. 2.8 – Esempio di impianto domestico con pompa di calore aria – acqua [6]

Gli impianti che sfruttano l'aria come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima temperato tipiche della maggior parte delle regioni italiane; essi presentano inoltre il vantaggio di non richiedere elevati costi di investimento, a differenza delle pompe di calore a sorgente geotermica.

2.4.2 La sorgente acqua

Le pompe di calore possono sfruttare l'acqua come sorgente di calore esterna a bassa entalpia: l'acqua utilizzata per il processo termico può essere superficiale (mare, lago, fiume) oppure di falda.

I costi di investimento sono superiori rispetto alla soluzione ad aria, a causa della maggiore complessità dell'impianto, che richiede pompe e valvole per la circolazione dell'acqua, eventuale realizzazione di un pozzo artesiano, sistema di smaltimento dell'acqua esausta e preparazione del terreno su cui operare i lavori di interrimento delle serpentine per lo scambio di calore.

Le acque sotterranee sono una fonte termica molto appropriata per le pompe di calore, in quanto riescono a mantenere temperature costanti durante l'arco dell'anno: $10\div 15^{\circ}\text{C}$ in condizioni normali, $15\div 25^{\circ}\text{C}$ in zone adiacenti a località termali. La temperatura dell'acqua di falda si attesta, in prossimità della superficie terrestre, alla temperatura media dell'aria esterna e cresce con l'aumentare della profondità: se il punto di prelievo è ad una profondità adeguata le variazioni termiche annuali sono trascurabili.

Le pompe di calore acqua – acqua possono essere a circuito aperto, sfruttando in modo diretto l'acqua di falda, oppure a circuito chiuso, con un fluido termovettore intermedio come nelle classiche applicazioni geotermiche. Le applicazioni con circuito aperto richiedono la presenza di uno o più pozzi per la captazione dell'acqua e la sua restituzione in falda, come è possibile osservare in figura 2.9: la progettazione di tali pozzi dipende, oltre che dalle proprietà geologiche del sito, anche dalla portata d'acqua necessaria alla pompa di calore, in considerazione del fatto che la portata necessaria per fornire 1 kw termico oscilla tra 150 l/h e 200 l/h.

Il prelievo di queste portate deve essere compatibile con i tempi di ricarica della falda e deve essere autorizzato dalle autorità locali.

Il dimensionamento dei pozzi deve essere effettuato in funzione delle portate di transito, in modo da evitare fenomeni di trascinamento e risalita di sporcizia agli organi della pompa di calore; i pozzi, inoltre, devono rispettare una distanza reciproca di almeno 15 m ed il prelievo e lo scarico devono avvenire nel senso di flusso delle acque.

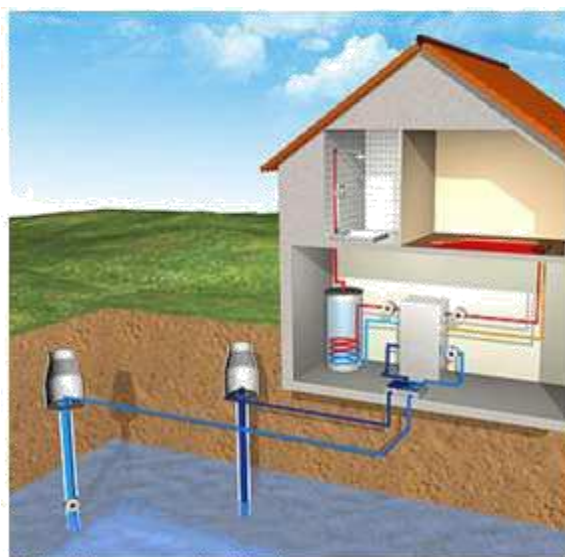


Fig. 2.9 – Esempio di pompa di calore acqua – acqua con acqua di falda [6]

In presenza di un bacino superficiale in comunicazione con la falda, la restituzione in falda può avvenire direttamente al suo interno, anziché attraverso un pozzo dedicato.

Maggiore qualità è garantita da impianti a scambio indiretto con uno scambiatore interposto tra la sorgente ed il circuito lato pompa di calore: si evitano in questo modo i problemi relativi alla qualità delle acque, ottenendo le stesse prestazioni di un circuito chiuso, ma con un minore investimento iniziale. Le acque superficiali presentano una maggiore instabilità termica rispetto alle acque di falda, ma, grazie all'inerzia termica dell'acqua ed alle ingenti masse dei bacini, sono ancora delle ottime sorgenti per pompe di calore di tipo acqua – acqua .

Il mare costituisce la sorgente termica più sfruttata: nei mari che bagnano l'Italia la temperatura varia da un minimo di 10°C in inverno ad un massimo di 25°C in estate: lo sfruttamento di acque salate amplifica però i fenomeni di corrosione. Fiumi e laghi presentano un'instabilità più elevata, con temperature comunque favorevoli, che passano da un minimo di 4–6°C in inverno ad un massimo di 25°C in estate; con queste acque diminuiscono i problemi di corrosione, ma aumentano quelli di filtraggio, per la presenza di materiale in sospensione che viene intercettato prima che il fluido entri in contatto con la pompa di calore.

La quantità di acqua necessaria all'impianto dipende dal fabbisogno termico da soddisfare, nonché dalle condizioni della sorgente: indicativamente per ogni kw di fabbisogno possono occorrere da 250 l/h fino a 400 l/h di acqua.

Lo sfruttamento di acque superficiali può avvenire in modo diretto, facendo passare attraverso uno scambiatore l'acqua della sorgente, oppure in modo indiretto, sfruttando un circuito chiuso intermedio in cui circola un fluido glicolato

che consente all'impianto di lavorare in condizioni limite anche a temperature inferiori a 0°C.

Lo scambiatore può essere posizionato direttamente all'interno delle acque superficiali, ad esempio lungo il corso di un fiume (Figura 2.10): si adotta in questo caso uno scambiatore a fascio tubiero, costituito da tubi distanti tra loro almeno 4cm e da un sistema di protezione al fine di evitare intasamenti. Tale sistema garantisce un ottimo scambio termico, ma presenta non poche difficoltà di realizzazione.

In figura 2.10 si riporta il funzionamento dello scambiatore posto nel corso di un fiume.

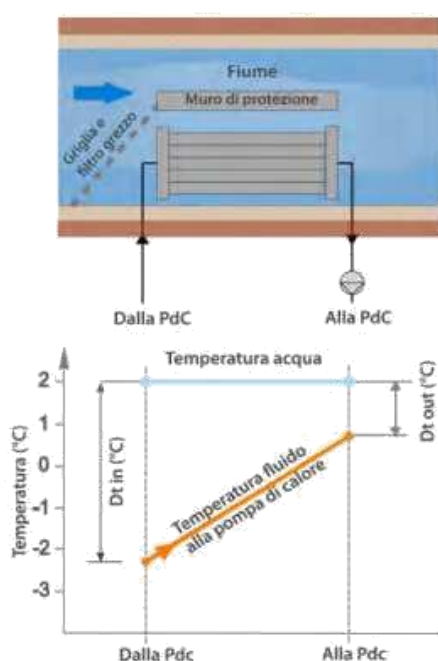


Fig. 2.10 – Funzionamento dello scambiatore posto nel corso di un fiume [5]

La soluzione più utilizzata è rappresentata dallo scambiatore installato direttamente nella pompa di calore: in questo caso si adotta uno scambiatore a piastre, alimentato con acqua di sorgente a perdere in caso di circuito aperto, oppure dal fluido termovettore del circuito chiuso intermedio.

Anche l'utilizzo delle acque superficiali richiede un'analisi della qualità delle acque che comporta una progettazione accurata dell'intero sistema, nonché il rispetto di iter burocratici per l'ottenimento delle autorizzazioni necessarie.

2.4.3 La sorgente geotermica

L'energia geotermica è immagazzinata nella crosta terrestre e può essere estratta dalle pompe di calore attraverso dei sistemi di sonde. L'energia geotermica è la somma di due componenti principali: il calore proveniente dagli strati più profondi della Terra ed il calore proveniente dall'ambiente esterno originato dal Sole, come è possibile osservare in figura 2.11.



Fig. 2.11 – Fonte di energia accumulata nel terreno

Il calore ambiente influenza solo lo strato più superficiale della crosta terrestre e perde di rilevanza già oltre i 20 m di profondità, oltre la quale la temperatura del terreno si attesta intorno ai 13–15°C fino a circa 100 m: a questo punto interviene il gradiente geotermico dovuto al calore proveniente dal centro della Terra, con una crescita di temperatura di 30 °C ogni 1000 m, come in figura 2.12

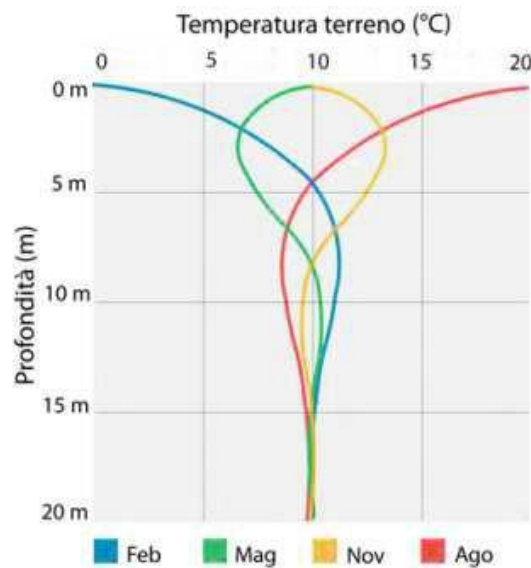


Fig. 2.12 – Temperatura del terreno in funzione della profondità [5]

Il valore della temperatura del sottosuolo è il parametro di riferimento necessario a valutare la convenienza economica di un impianto geotermico, poiché permette di stabilire la resa della pompa di calore. Una temperatura prossima ai 10°C indica che il salto termico per un funzionamento su pavimento radiante che lavora a 35°C, in inverno è 25°C, mentre una temperatura di 0° C comporta un salto termico di compressione di 35°C.

Salti termici maggiori necessitano di un lavoro di compressione maggiore, con conseguente incremento del fabbisogno elettrico richiesto dalla pompa di calore. I sistemi a ciclo aperto descritti in precedenza, che estraggono acqua di falda, presentano temperature costanti all'evaporatore geotermico, a prescindere dal numero di ore di funzionamento della pompa di calore; i sistemi a ciclo chiuso tipici delle applicazioni geotermiche hanno invece temperature di funzionamento decrescenti all'aumentare della richiesta oraria e in genere più basse di quelle ottenibili dai cicli aperti. Per questo motivo il coefficiente di prestazione dei sistemi a ciclo aperto è generalmente più elevato di quello ottenibile dai sistemi a ciclo chiuso.

Gli intervalli di temperatura medi che si trovano alle nostre latitudini a diverse profondità sono i seguenti:

- dai 3°C in inverno ai 17°C in estate entro i primi 2 m dal piano campagna;
- 12°C costanti a circa 15 m dal piano campagna.

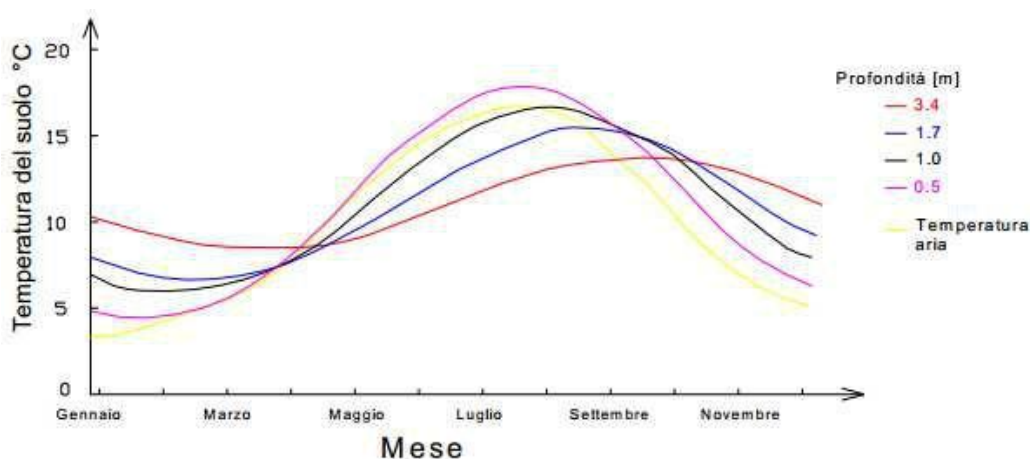


Fig. 2.13 – Andamento della temperatura del terreno negli strati superficiali [7]

Il grafico in figura 2.13 mostra la variabilità della temperatura del sottosuolo nelle diverse stagioni ed indica come l'oscillazione delle temperature del terreno durante l'anno, a diverse profondità dal piano campagna, è meno marcata con l'incremento della profondità.

Il funzionamento invernale delle pompe di calore geotermiche comporta l'estrazione di energia dal sottosuolo, con conseguente diminuzione della temperatura.

I sistemi di captazione superficiali dell'energia sono posizionati in una fascia di terreno influenzata dalla temperatura esterna dell'aria, quindi presentano un margine termico operativo minore rispetto a quello disponibile per i sistemi verticali; lo svantaggio tecnico di questi sistemi, legato alla disponibilità di temperature di evaporazione minori viene compensato dal sovradimensionamento della rete di captazione orizzontale, dato che per queste tipologie di impianti l'incremento della rete superficiale comporta minimi incrementi di costo rispetto ai sistemi verticali.

La soluzione circolante nelle sonde può raggiungere temperature minori di 0°C, provocando la formazione di cristalli di ghiaccio: per evitare fenomeni di solidificazione del fluido è necessario aggiungere alla soluzione un liquido antigelo. Queste miscele, a base di glicole etilenico o polipropilenico, permettono di abbassare la temperatura di congelamento del fluido in proporzione alla percentuale in soluzione; di solito, con una percentuale prossima al 20% le temperature di congelamento si attestano intorno ai -10°C. L'utilizzo di queste soluzioni presenta come controindicazione un aumento della viscosità del fluido e una diminuzione della capacità di scambio termico.

Vi sono due tipi di impianti geotermici, in funzione del tipo di collettori utilizzati, quelli orizzontali, come riportato in figura 2.14 e quelli verticali, come riportato invece in figura 2.15.

I collettori orizzontali sono serpentine interrato orizzontalmente a profondità non eccessiva, all'interno delle quali viene operata una circolazione forzata di acqua glicolata; essi scambiano calore con il terreno circostante, perciò con una profondità di posa maggiore si ottiene una minor influenza della variazione di temperatura dovuta all'aria esterna; il costo dello scavo però aumenta.

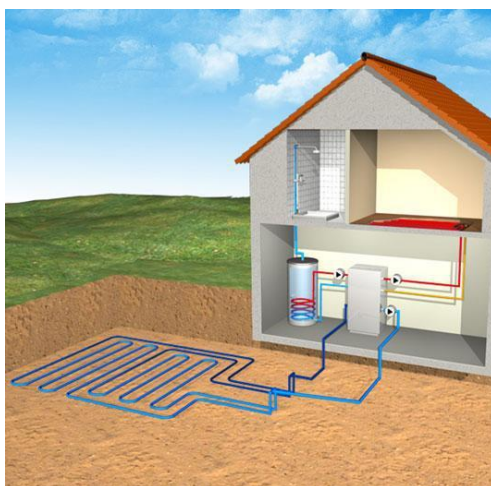


Fig. 2.14 - Esempio di pompa di calore geotermica con collettori orizzontali

A differenza di quelli orizzontali, i collettori verticali necessitano di un pozzo profondo o più pozzi meno profondi, nei quali vengono inserite le tubazioni, che sono riempite d'acqua glicolata e che scambiano calore con gli strati profondi del terreno.

Tale soluzione è caratterizzata da costi non indifferenti, ma anche dal vantaggio che con una maggior profondità la temperatura aumenta e vi è una minore influenza delle variazioni climatiche.

Inoltre, con particolari terminali vi è la possibilità di operare una climatizzazione estiva gratuita.



Fig. 2.15 - Esempio di pompa di calore geotermica con collettori verticali

2.5 Vantaggi nell'utilizzo delle pompe di calore

Le pompe di calore sono una valida alternativa agli impianti di condizionamento e riscaldamento tradizionali a combustione, grazie al risparmio operato in termini di energia primaria e alla conseguente riduzione delle emissioni nocive.

Si elencano di seguito i vantaggi derivanti dall'adozione di una pompa di calore:

- elevata economicità data dalla riduzione dei costi di riscaldamento degli ambienti, che può raggiungere il 50%;
- costi energetici di esercizio molto bassi. Le moderne pompe di calore possono climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria in un modo molto efficiente a costi molto contenuti;
- risparmi di energia dal 40% al 60% per ciò che concerne il riscaldamento invernale rispetto ai sistemi tradizionali a combustibile fossile, con conseguente riduzione delle emissioni nocive (come per esempio ossidi di azoto (NO_x), anidride solforosa (SO_2) e gas serra (anidride carbonica (CO_2)). Infatti, poiché le pompe di calore consumano una quantità di energia primaria inferiore a quella dei tradizionali sistemi di riscaldamento, le emissioni dei gas che danneggiano l'ambiente e che sono causa dell'inquinamento atmosferico e dell'effetto serra vengono ridotte enormemente.
- migliore efficienza di tali impianti rispetto alle soluzioni per il riscaldamento e il condizionamento tradizionale a combustione permette un notevole risparmio. Un recente studio ha concluso che in Italia, sostituendo tutti gli impianti di combustione con le pompe di calore, i consumi per la climatizzazione crollerebbero immediatamente, con un risparmio di 17 Mtep all'anno che, tradotto in euro in base ai prezzi attuali di petrolio e gas, equivarrebbe ad una riduzione della spesa di 13 miliardi di euro ed una riduzione delle emissioni pari a 39 milioni di tonnellate di CO_2 . Considerando che gli obiettivi dell'Italia relativi al risparmio energetico per il 2020 corrispondono ad una contrazione dei consumi di 40 Mtep, è facile capire quale può essere il potenziale delle pompe di calore;
- possibilità di utilizzare un unico impianto ed un unico servizio di climatizzazione invernale, estiva e di produzione di acqua calda sanitaria esteso per tutto l'anno e per l'intero edificio in cui essa opera. Viene perciò eliminata la doppia gestione dell'impianto aeraulico e di quello idronico.

- impiego del 75% di energie rinnovabili qualunque sia la sorgente utilizzata: aria, acqua o suolo. La pompa di calore, infatti, permette il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria e dell'aria degli ambienti grazie al fatto che utilizza energia termica a bassa temperatura, prelevata direttamente dalla sorgente termica naturale esterna che viene trasferita alla sorgente ad alta temperatura. Questo processo è reso possibile impiegando non oltre il 20-25% di energia elettrica ed utilizzando fino al 75% di energia prelevata dall'ambiente esterno. Spingendosi oltre, è possibile che la produzione di elettricità avvenga attraverso l'utilizzo delle tecnologie che sfruttano le energie rinnovabili (pannelli fotovoltaici, pale eoliche, ecc.): in tal modo si opera con un impatto ambientale praticamente nullo. In teoria, quindi, si potrebbe tendere ad un impianto completamente ecosostenibile, che preleva cioè dall'ambiente il 100% dell'energia necessaria al suo funzionamento. Ciò permette inoltre di ottenere l'indipendenza totale da gas e petrolio. In figura 2.16 è rappresentato l'apporto di energia tramite energia elettrica e tramite fonti rinnovabili nel caso di una pompa di calore in generale.



Fig. 2.16 - Rappresentazione degli apporti di energia di una pompa di calore

- si integra facilmente con le altre tecnologie tradizionali e rinnovabili;

- è una tecnologia adatta al retrofit ed è ideale per i nuovi impianti sia residenziali che per gli ambienti pubblici e industriali, dove la convenienza aumenta maggiormente grazie agli alti valori del COP;
- possibilità di ricevere incentivi statali per l'acquisto di una pompa di calore. In Germania, per esempio, lo stato federale, i Lander e i comuni offrono vari programmi di incentivi con interessanti contributi per l'acquisto di una pompa di calore.

2.6 Limiti delle pompe di calore

I limiti caratteristici delle pompe di calore a condensazione ad aria o ad acqua derivano dal fatto che esse sono fortemente condizionate dalla temperatura della sorgente calda e fredda.

Le rese inserite nei dati di targa della macchina sono, infatti, riferite a condizioni operative standard che non considerano variazioni di temperatura.

Il principale limite delle pompe di calore sta nel fatto che la temperatura dell'acqua calda prodotta con le tecnologie attuali è piuttosto bassa e il loro utilizzo per il riscaldamento degli ambienti è limitato. Inoltre, al crescere della temperatura a cui si vuole fornire l'acqua corrisponde un significativo calo della resa dell'impianto.

L'uso delle pompe di calore per trattare il riscaldamento dell'acqua sanitaria è ulteriormente critico, in quanto la bassa temperatura è sgradita all'utente e non permette il trattamento igienico necessario per tutelarsi dal rischio di legionella. È necessario adottare, quindi, un sistema aggiuntivo che consenta la soppressione di tali batteri portando la temperatura dell'acqua a valori elevati (circa 70°C), determinando quindi un COP della pompa di calore molto basso.

Per evitare questo le pompe di calore a marchio Fiorini utilizzano lo stoccaggio in serbatoio di acqua tecnica, la quale per convezione scalderebbe l'acqua sanitaria che proviene direttamente dalla rete idrica e che quindi, essendo confinata in un circuito idrico a parte, non sarà interessata dal rischio di presentare batteri della legionella.

La resa di una pompa di calore, inoltre, è condizionata dalla temperatura della sorgente fredda da cui si preleva il calore necessario: con la diminuzione di tale temperatura la resa del sistema diminuisce, poiché aumenta il lavoro di compressione per portare il fluido frigorifero alla temperatura fissata.

Per aumentare il rendimento energetico del sistema occorre utilizzare l'acqua alla temperatura più bassa possibile e sfruttare la sorgente fredda alla temperatura più calda possibile.

Ciò è determinato dal ciclo di Carnot a cui si riferiscono come detto, anche le pompe di calore: con una differenza di temperatura minore, infatti, si ottiene un COP elevato dal momento che il lavoro di compressione diminuisce e l'effetto utile aumenta (o rimane comunque costante).

Di seguito, in figura 2.17, si riporta il diagramma T-S del ciclo di Carnot inverso per ribadire il concetto citato.

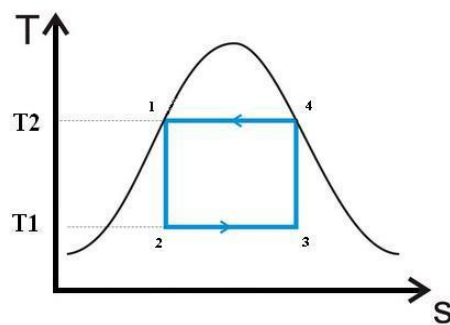


Fig.2.17 - Ciclo di Carnot inverso rappresentato nel diagramma T-S

CAPITOLO 3: I FLUIDI FRIGORIFERI

Questo capitolo tratta le caratteristiche ed i diversi tipi di fluidi frigoriferi presenti sul mercato ed in natura, utilizzabili negli impianti a pompa di calore.

3.1 Introduzione ai fluidi frigoriferi

Per fluidi frigoriferi si intendono qui fluidi che circolano all'interno di un impianto frigorifero e i cui cambiamenti di stato sono all'origine della produzione del freddo.

Fino al 1930 venivano soprattutto utilizzate sostanze come ammoniaca, anidride carbonica e anidride solforosa, ma anche idrocarburi come l'etano, per le basse temperature, ed altri fluidi quali cloruro di etile e cloruro di metile per le piccole e medie potenze.

Tutti questi composti avevano, tuttavia, lo svantaggio di essere tossici, oltre che altamente infiammabili. Per risolvere tale problematica, all'inizio degli anni '30 furono sviluppati e introdotti dall'industria chimica i cosiddetti fluidi alogenati, o clorofluorocarburi, adoperati fino a pochi anni fa nella maggioranza degli impianti di climatizzazione civile ed industriale, pur rimanendo l'ammoniaca sostanza ancora diffusamente impiegata in campo industriale.

Il problema dell'impatto ambientale emerso negli anni '80 e '90, legato ad aspetti quali l'aggressività dei fluidi sintetici nei confronti dell'ozonosfera e il loro contributo all'effetto serra, ha concorso al progressivo abbandono dei tradizionali clorofluorocarburi.

Per tale motivo vi è stato il conseguente sviluppo di una nuova generazione di composti con migliore compatibilità ecologica e una diversa progettazione degli impianti frigoriferi.

I fluidi frigoriferi devono avere particolari proprietà termodinamiche, fisiche e chimiche, tali che il loro utilizzo possa essere conveniente negli impianti di refrigerazione e condizionamento.

Per determinare la bontà nell'utilizzo di un dato fluido frigorifero si considerano, perciò, le parole scritte dai docenti Alberto Cavallini e Lino Mattarolo dell'Università di Padova, che spiegano in modo sintetico ed esaustivo quali dovrebbero essere le caratteristiche di un fluido frigorifero ideale:

“Un buon fluido frigorigeno deve presentare nel suo campo di impiego una curva caratteristica pressione-temperatura (in condizioni di saturazione) tale da non dar luogo a pressioni di condensazione troppo elevate e pressioni di evaporazione troppo basse.

Alla temperatura di evaporazione il calore di cambiamento di fase deve essere elevato ed il volume specifico del vapore saturo secco deve essere basso, in modo che sia bassa la portata volumetrica a parità di potenza frigorifera.

Inoltre il fluido frigorigeno, e ciò per evidenti motivi di sicurezza, non deve essere tossico e non deve formare con l'aria miscele esplosive; dovrebbe inoltre essere inerte rispetto ai più comuni materiali impiegabili nei circuiti frigoriferi.”

3.2 Classificazione dei fluidi frigorigeni

Esiste una classificazione derivante dalla normativa ASHRAE che ordina e distingue i vari fluidi frigorigeni in modo univoco.

3.2.1 Fluidi sintetici puri

I fluidi sintetici puri sono comunemente indicati con una sigla, costituita dalla lettera R, che sta a significare refrigerant, ovvero fluido frigorigeno o refrigerante, seguita da un numero a due o tre cifre in funzione della composizione chimica della molecola.

La sigla con cui è possibile riconoscere ciascun refrigerante è del tipo:

R - I - II - III - IV - V – VI

con:

- Classe I: si pone una C nel caso in cui si abbiano derivati ciclici; altrimenti 0 che viene omissa;
- Classe II: si inserisce il numero di legami doppi meno uno; se uguale a 0 si omette;
- Classe III: si inserisce il numero di atomi di carbonio meno uno;
- Classe IV: si inserisce il numero degli atomi di idrogeno più uno;
- Classe V: si inserisce il numero di atomi di fluoro;

- Classe VI: vanno inserite una o più lettere dell'alfabeto minuscole o una lettera maiuscola a seconda della struttura della molecola del refrigerante. Questo perché è possibile ottenere fluidi frigorigeni con la stessa composizione chimica, ma con differente struttura molecolare, per cui è necessario distinguerli (per esempio R134a, R123b, R225eb). Normalmente si pone una "a" per denotare un isomero posizionale asimmetrico.

Esempio:

Il fluido refrigerante R 22 è il clorodifluorometano, la cui composizione chimica è: CHClF_2 .

Risulta quindi essere:

- $2 = 2$ atomi di fluoro;
- $2 - 1 = 1$ atomo di idrogeno;
- $0 + 1 = 1$ atomo di carbonio;
- $4 - 3 = 1$ atomo di cloro.

Con l'introduzione dei nuovi fluidi frigorigeni, per i refrigeranti sintetici si è diffuso l'impiego dei simboli CFC, HCFC, HFC al posto della lettera R: ciò permette di distinguere i fluidi completamente alogenati (CFC) da quelli parzialmente alogenati (HCFC) o privi di atomo di cloro (HFC).

Dal punto di vista chimico, infatti, i fluidi sintetici appartengono alla famiglia dei composti alogeno-derivati, ovvero derivati dagli idrocarburi più semplici quali metano (CH_4) ed etano (C_2H_6), tramite sostituzione parziale o totale degli atomi di idrogeno con atomi di alogeni come fluoro e cloro.

Per i fluidi differenti dai refrigeranti sintetici puri viene utilizzato lo stesso metodo di denominazione, ma essi vengono suddivisi in base alla famiglia di appartenenza secondo un numero di serie:

- Serie 200 per i propani;
- Serie 400 per le miscele zeotropiche;
- Serie 500 per le miscele azeotropiche;
- Serie 600 per i composti organici;
- Serie 700 per composti inorganici.

3.2.2 Clorofluorocarburi (CFC)

I clorofluorocarburi sono considerati fluidi frigoriferi del passato, poiché dopo la scoperta della loro diretta partecipazione alla distruzione dell'ozonosfera sono stati banditi e dismessi dall'uso dal protocollo di Montreal del 1987.

Essi sono composti organici semplici, costituiti da tre elementi chimici principali: il cloro, il fluoro e il carbonio. Da qui la loro denominazione e la loro abbreviazione in CFC.

Questi fluidi furono inventati negli anni '30 dall'americano Thomas Midgley e, grazie alle loro caratteristiche che ne facevano dei formidabili fluidi frigoriferi, soppiantarono rapidamente tutti i fluidi naturali, che fino a quel momento rappresentavano l'unica soluzione negli impianti di refrigerazione.

I CFC sono fluidi sintetici che non si trovano in natura e sono prodotti chimicamente in laboratorio. Essi derivano da idrocarburi quali metano (CH_4) ed etano (C_2H_6) per sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno (H) con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F). Tali composti, oltre al loro utilizzo sotto forma di fluidi frigoriferi, furono utilizzati per molti anni in altri campi: propellenti nelle bombolette spray, agenti schiumogeni nella produzione di imballaggi, detergenti per l'industria elettronica, prodotti chimici per l'estinzione di incendi, agenti sgrassanti ed espandenti negli imballaggi di polistirolo e nei materiali isolanti.

Detto ciò, i clorofluorocarburi sono fluidi con caratteristiche particolari che ne fanno ottimi refrigeranti:

- sono fluidi molto stabili chimicamente, poiché mantengono inalterate le loro proprietà nelle più svariate condizioni fisiche;
- sono inodori e non sono tossici per l'uomo;
- non sono infiammabili;
- garantiscono un buon rendimento della macchina frigorifera in rapporto al quantitativo di impiego;
- possiedono in generale un basso punto di ebollizione alla pressione atmosferica;
- non pongono impieghi particolari di utilizzo, come la solubilità con gli oli minerali lubrificanti del compressore o la compatibilità con i materiali elettrici isolanti del motore;
- erano fluidi prodotti a costi contenuti.

Per tutte queste ragioni fin dalla loro scoperta i clorofluorocarburi sono stati utilizzati in tutti i campi della refrigerazione.

Negli anni '80, tuttavia, dopo gli studi effettuati in Antartide da alcuni scienziati poi premi Nobel, è emerso che a causa della combinazione tra fluoro e cloro, la composizione dei CFC è talmente stabile da rimanere invariata anche per decine di anni una volta emessi in atmosfera. Durante questo lungo periodo di tempo i fluidi, sottoforma di gas, possono rimanere nella troposfera a bassa quota senza che si presenti alcuna reazione chimica o pericolo per l'uomo. Alcune quantità significative, tuttavia, possono raggiungere gli strati più elevati dell'atmosfera terrestre, dove la radiazione ultravioletta emessa dal sole è in grado di distruggere i legami molecolari di tali composti grazie all'elevata energia in essa contenuta. Una volta scissi questi legami, il cloro e il fluoro diventano altamente reattivi e conseguentemente si legano alle molecole di ozono, andando a ridurre lo strato protettivo terrestre da esso costituito.

Ciò ha creato il fenomeno del buco dell'ozono e, quindi, l'incapacità da parte dell'atmosfera terrestre di assorbire i raggi ultravioletti emessi dalle radiazioni solari, che sono altamente pericolosi per la salute dell'uomo e sono direttamente responsabili dello scioglimento dei ghiacciai ai poli e dell'aumento della temperatura globale dell'atmosfera.

Inoltre, la stabilità chimica degli CFC e il loro accumulo nella stratosfera terrestre accentua in modo importante anche il fenomeno dell'effetto serra.

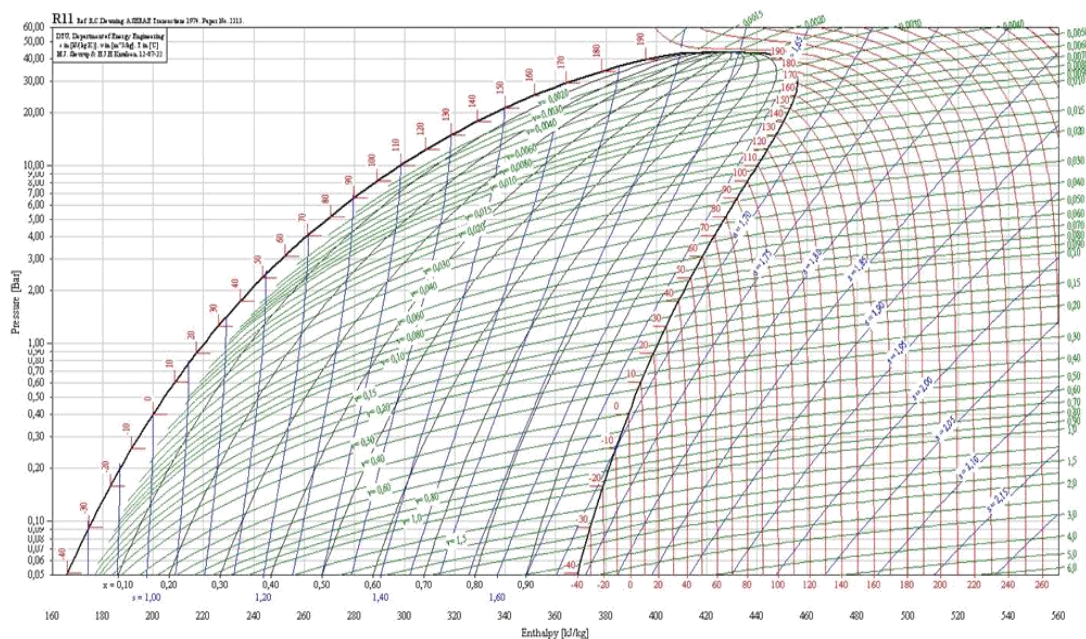
Per questi motivi più di 30 nazioni, tra cui gli Stati Uniti, il Giappone e l'allora Comunità Economica Europea, ratificarono il protocollo di Montreal nel 1987, per il quale è stato previsto un piano per la progressiva eliminazione di tali refrigeranti.

Essi, infatti, non sono più in produzione dal 1996 e sono previste procedure per la loro sostituzione nei vecchi impianti con fluidi di nuova generazione.

Rimane tuttavia il problema legato alle differenti proprietà termodinamiche e alla compatibilità tra il nuovo fluido e gli organi che compongono l'impianto frigorifero. L'R11, o monofluorotriclorometano (CFCl_3), è stato il clorofluorocarburo principalmente utilizzato in tutti i campi d'impiego.

Le sue caratteristiche corrispondono a quelle dei fluidi frigorigeni ideali e i vantaggi derivanti dal suo utilizzo dipendono dalla curva caratteristica e dal basso valore dell'esponente di compressione adiabatica k , pari a 1,18, che permettono di operare con temperatura di fine compressione moderate e con un effetto frigorifero volumetrico ridotto: ciò ha permesso di estendere il suo utilizzo al campo delle basse potenze fino a 300 kW.

In figura 3.1 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R11.



pressioni di fine compressione più elevate. L'effetto frigorifero che genera è pari a quello dell'ammoniaca con la differenza che presenta rapporti di compressione più ridotti.

È tuttora il fluido refrigerante maggiormente utilizzato negli impianti di climatizzazione e refrigerazione commerciale e industriale, poiché può essere utilizzato con qualsiasi tipo di compressore di qualunque potenza.

In figura 3.2 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R22.

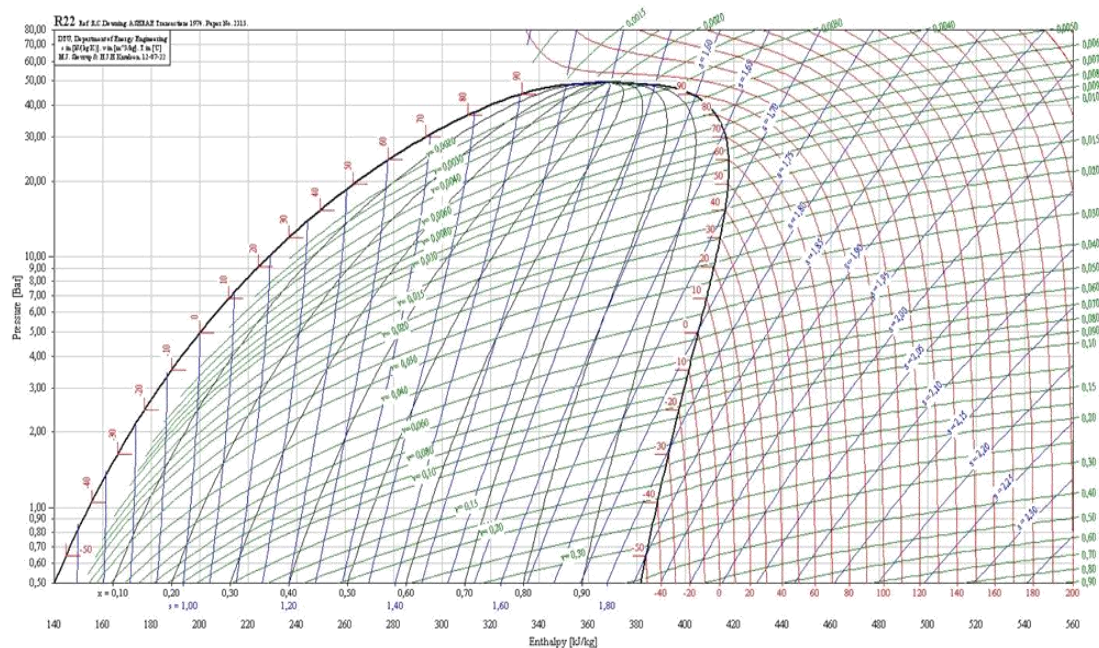


Fig.3.2 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'R22

3.2.4 Gli idrofluorocarburi (HFC)

Gli idrofluorocarburi sono fluidi sintetici creati in laboratorio che hanno sostituito completamente i CFC e gli HCFC negli impianti di condizionamento e refrigerazione. A differenza di quest'ultimi, infatti, gli HFC hanno un impatto nullo sull'aggravamento del fenomeno del buco dell'ozono.

Anche gli HFC sono fluidi sintetici derivati dagli idrocarburi, ma, a differenza dei fluidi fin qui analizzati, gli atomi di idrogeno di cui sono composti sono sostituiti solamente in parte da atomi di fluoro e non da quelli di cloro.

Tuttavia, anche tali refrigeranti, pur non incidendo sull'ozono stratosferico, non sono perfettamente eco-compatibili in quanto la loro liberazione in atmosfera contribuisce ad aumentare l'effetto serra e il surriscaldamento della Terra.

Gli HFC hanno proprietà termodinamiche che non offrono nella maggior parte dei casi prestazioni comparabili con i fluidi da essi soppiantati, soprattutto

quando utilizzati sottoforma di fluidi puri. Ciò impedisce di effettuare in modo semplice le operazioni di retrofit dei vecchi impianti.

Il fluido HFC maggiormente diffuso è l'R134a, o tetrafluoroetano (CH_2FCF_3). Esso ha proprietà simili all'R12 ed è il refrigerante di scelta per il condizionamento dell'aria per le automobili, ma è impiegato anche per applicazioni domestiche e per la refrigerazione commerciale. È inoltre il principale fluido utilizzato per il retrofit degli impianti funzionanti ad R12, ma non per quelli operanti ad R22, poiché a causa del basso valore di pressione di saturazione alle stesse temperature, richiede compressori con volumi generati maggiorati del 50% a parità di potenza frigorifera.

In figura 3.3 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R134a.

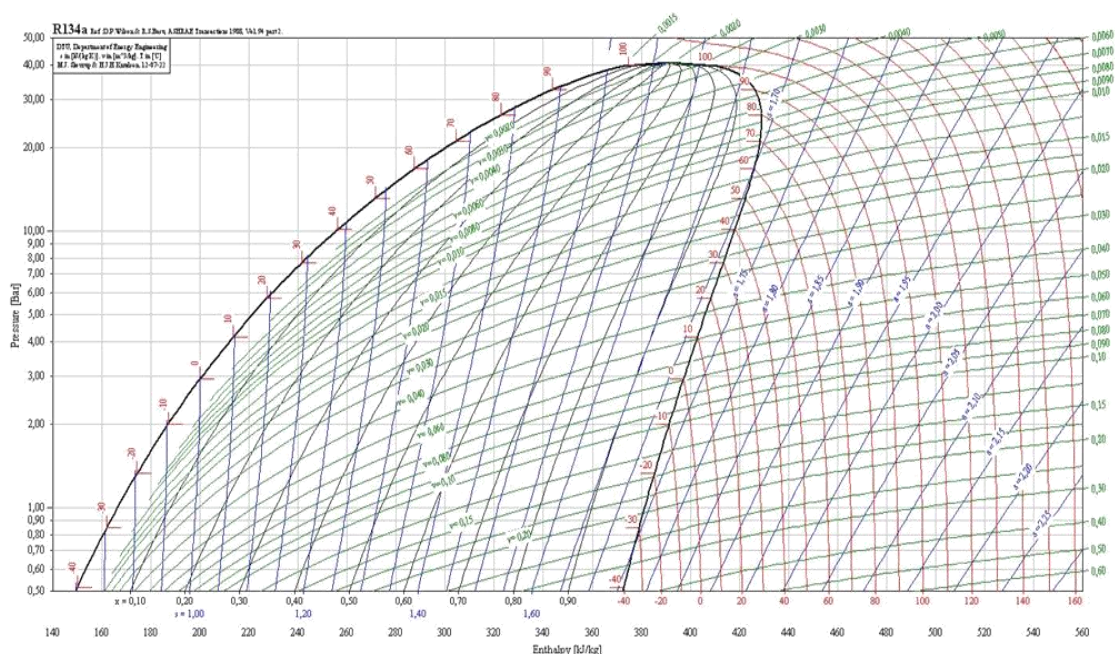


Fig. 3.3 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'R134a

3.2.5 Le miscele

Quando si combinano due fluidi aventi la stessa natura chimica, inerti l'uno nei confronti dell'altro, si ottiene una miscela le cui proprietà dipendono da quelle dei componenti.

L'ebollizione di una miscela presenta alcune particolarità di interesse:

- la temperatura non resta costante nel corso dell'ebollizione, poiché tende ad innalzarsi progressivamente;
- la composizione del liquido e quella del vapore sviluppato, variano progressivamente durante il fenomeno dell'ebollizione;
- solo al termine dell'ebollizione si ritrovano le proporzioni iniziali della miscela allo stato liquido.

Considerando, però, una miscela composta da componenti in proporzione ben definita, è possibile ottenere un composto le cui proprietà fisiche sono completamente diverse da quelle di una generica miscela, in quanto:

- il punto di ebollizione è più basso di quello dei singoli componenti che compongono la miscela stessa;
- l'ebollizione si svolge a temperatura costante con composizione costante sia per il liquido che per il vapore.

Con tale differenza è possibile classificare le miscele a seconda delle loro caratteristiche e del loro comportamento come azeotropiche, zeotropiche e quasi azeotropiche.

- Miscele azeotropiche: realizzano i processi di cambiamento di fase a pressione e a temperatura costanti, comportandosi come i fluidi frigorigeni puri. Inoltre, mantengono costante la composizione chimica in caso di fughe dal circuito all'interno del quale esse sono contenute.
- Miscele zeotropiche: tali miscele durante il cambiamento di fase sono caratterizzate da uno scostamento di temperatura, detto glide.

Ciò può provocare una variazione nella composizione della miscela, il cosiddetto frazionamento, sia durante la fase di carica che nel caso di fughe, in quanto diminuisce il contenuto del componente più volatile.

A sua volta tale variazione di composizione può comportare due effetti negativi:

- una diminuzione delle prestazioni di funzionamento delle macchine;
- la trasformazione della miscela in sostanza infiammabile, nel caso in cui uno dei componenti lo sia.

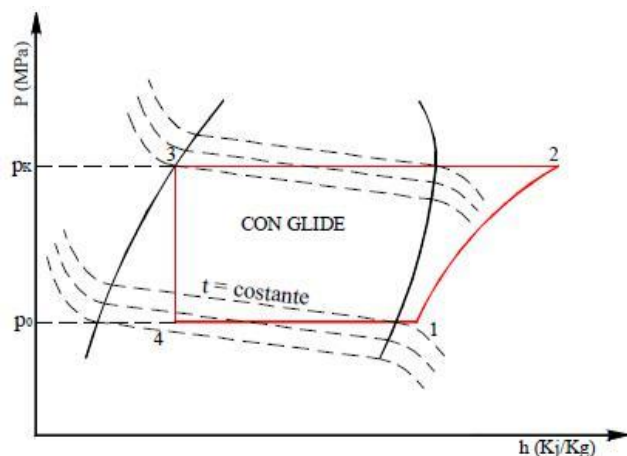


Fig. 3.4 - Comportamento di una miscela zeotropica rappresentata sul diagramma di Mollier (p-h)

- Miscele quasi azeotropiche: tali miscele presentano un leggero scorrimento della temperatura durante il cambiamento di fase in misura da non provocare effetti apprezzabili sulle prestazioni e la sicurezza dell'impianto.

Un esempio di miscela utilizzata nel campo della refrigerazione è l'R410a, una miscela composta da R32 (difluorometano, CH_2F_2) e R125 (pentafluoroetano, C_2HF_5) con comportamento quasi azeotropico, ovvero con glide trascurabile.

Rispetto all'R32 esso presenta una minore efficienza teorica di ciclo a causa della sua bassa temperatura critica e delle pressioni operative più elevate. Tale limite è però compensato con migliori caratteristiche di scambio termico.

L'R410a è una miscela molto densa in fase di vapore e ciò permette di sfruttare a parità di potenza resa, componenti meccanici e tubazioni di ridotta grandezza, così come di ridurre la carica del fluido.

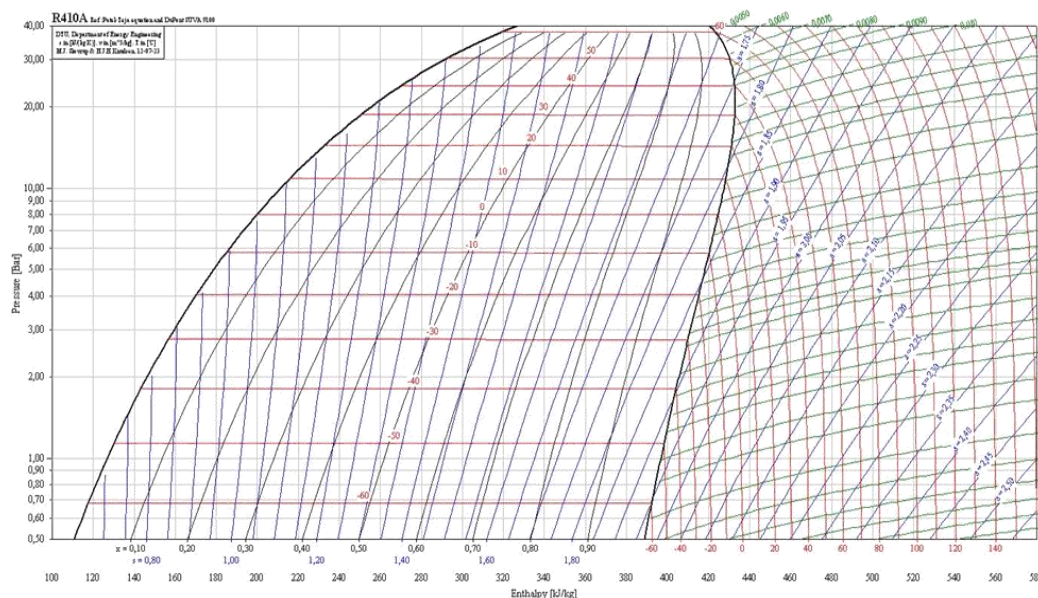


Fig.3.5 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'R410a

3.2.6 I fluidi frigorigeni naturali

Una volta appurata su base scientifica la fondatezza delle teorie relative alla responsabilità di CFC e di HCFC del buco dell'ozono e ottenuta la loro sostituzione, l'attenzione della comunità scientifica si è spostata sull'effetto serra.

Questo fenomeno è provocato dal rilascio in atmosfera di vari gas, fra cui gli HFC che rientrano nell'elenco di sostanze regolamentate dal protocollo di Kyoto.

Nonostante il fatto che non sussista una reale regolamentazione a livello mondiale, non è da escludere che nel prossimo futuro vengano adottate misure restrittive al loro impiego. È per questo che vi è il crescente interesse verso l'impiego di fluidi naturali, in particolare ammoniaca, idrocarburi e anidride carbonica.

Essi presentano un basso impatto ambientale, di molto inferiore a quello dei CFC.

L'acqua come fluido refrigerante (R 718)

Nonostante vi sia in natura una grande disponibilità, il suo costo sia basso e non presenti problematiche derivanti dalla tossicità e dal pericolo di esplosione, l'acqua, benché si proponga come la prima sostanza reperibile in natura ad essere utilizzata come fluido frigorigeno negli impianti a compressione di vapore, non può essere impiegata a causa delle sue proprietà termodinamiche. Infatti:

- la sua temperatura di fusione è di 0°C e ciò ne impedisce l'utilizzo in tutti i campi della tecnica del freddo, poiché si ha il congelamento stesso del fluido;
- la pressione di saturazione risulta essere molto bassa, pari a 0,05 bar ad una temperatura di 35°C: ciò crea grossi problemi nel momento in cui è necessario operare con il vuoto molto spinto, poiché sussiste il rischio di possibili infiltrazioni d'aria nel circuito;
- possiede un elevatissimo valore di volume specifico in condizione di vapore saturo; ciò impone di lavorare con sistemi per la compressione del vapore le cui dimensioni sono completamente antieconomiche.

In figura 3.6 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R718.

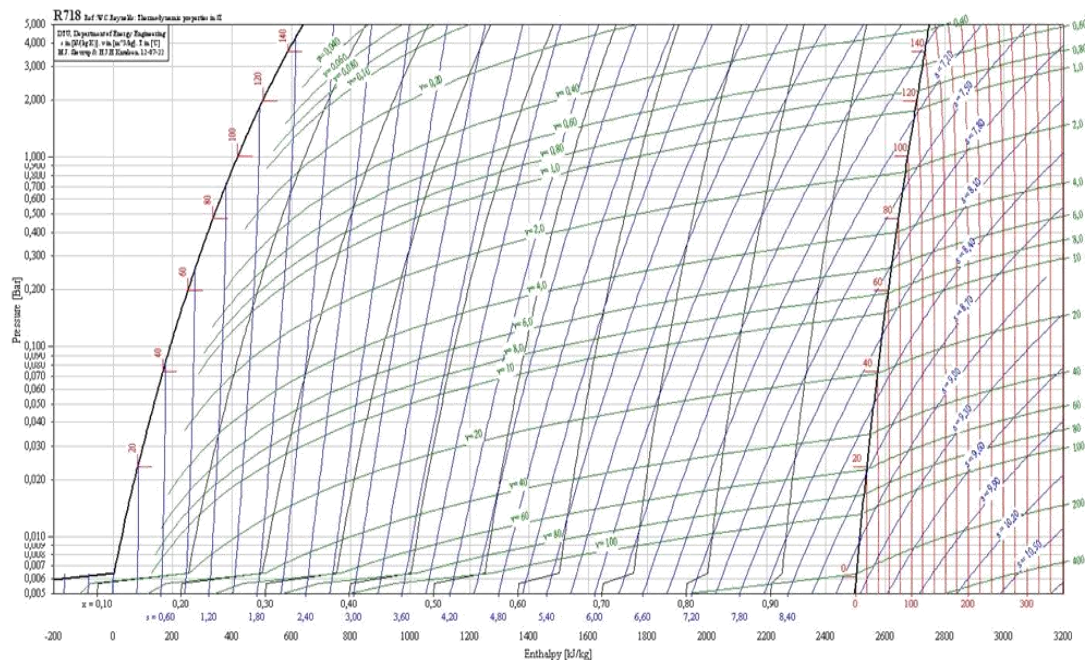


Fig.3.6 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'acqua (R718)

L'ammoniaca come fluido refrigerante (R 717)

L'ammoniaca è stato il primo fluido frigorifero ad essere utilizzato nelle macchine a compressione di vapore, dopo essere stata messa a punto dall'industriale tedesco Linde tra il 1870 e il 1874. Essa ha avuto grande diffusione soprattutto in impianti industriali di media e grande potenza per il raffreddamento, il congelamento, il surgelamento e la conservazione di derrate alimentari. L'ammoniaca possiede, però, alcune problematiche che rendono il suo uso non idoneo negli impianti di condizionamento, in quanto:

- è una sostanza molto tossica per l'uomo, poiché sia in forma liquida che gassosa può provocare ustioni alla pelle, agli occhi e all'apparato respiratorio;
- è classificata moderatamente infiammabile, ma diventa esplosiva nel momento in cui la sua concentrazione nell'aria risulta essere fra il 13% e il 27%;
- a contatto con il rame presente nei circuiti frigoriferi può provocare importanti corrosioni che possono incidere sul funzionamento dei vari componenti del circuito. Ciò ne esclude l'impiego con i normali compressori ermetici o semiermetici usati normalmente negli impianti di climatizzazione.

Per tali problematiche l'impiego negli impianti di condizionamento è sconsigliato e antieconomico, poiché i sistemi di sicurezza molto costosi da implementare. Nonostante tali problematiche, vi sono importanti caratteristiche e proprietà termodinamiche che ne incoraggiano l'utilizzo nel campo della refrigerazione:

- ridotto volume specifico;
- elevato calore di evaporazione;
- elevati coefficienti di trasmissione del calore;
- campo di applicazione molto esteso, con possibilità di utilizzo fino a -55°C per quanto riguarda la temperatura di evaporazione;
- costo di produzione molto contenuto;
- impatto sull'effetto serra inferiore a quello delle soluzioni tradizionali;
- caratteristiche di biodegradabilità e possibilità di essere assorbita in acqua.

In figura 3.7 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R717.

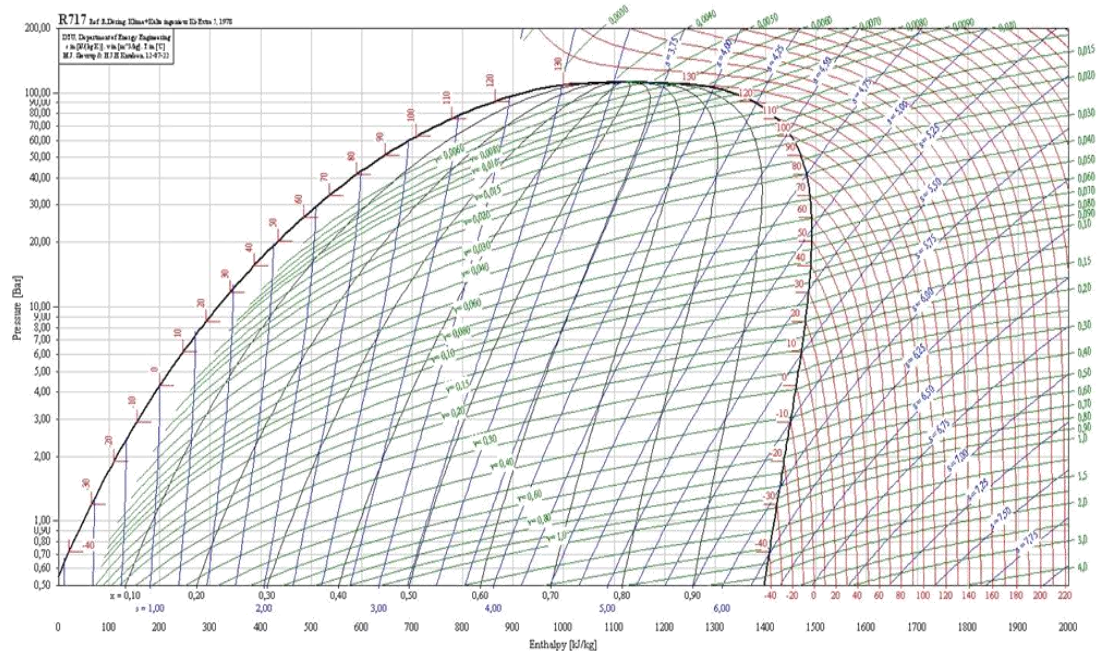


Fig.3.7 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'ammoniaca (R717)

3.6.7 Gli idrocarburi

Da parte di molti studiosi, soprattutto da parte di gruppi ambientalisti, è stato recentemente proposto che si faccia un uso massiccio di refrigeranti infiammabili caratterizzati da un basso impatto ambientale, indirizzando la scelta sugli idrocarburi, considerati una fra le migliori soluzioni presentando difatti caratteristiche di efficienza energetica molto interessanti. L'infiammabilità della loro miscela a contatto con l'aria ne aveva, tuttavia, precluso l'impiego come sostanze frigorigene fino a quando le problematiche sollevate contro i fluidi sintetici hanno permesso di riportare l'attenzione su un loro possibile utilizzo.

Sono ora, infatti, utilizzati per apparecchiature di ridotta potenza e aventi una carica di refrigerante molto contenuta.

Fra i vantaggi nel loro utilizzo è utile evidenziare:

- impatto nullo sullo strato di ozono; gli idrocarburi sono, infatti, utilizzati in sostituzione dei fluidi sintetici all'interno delle bombole spray o come gas per la produzione di schiume isolanti;
- ottime proprietà di trasporto del calore. Ciò richiede ridotte cariche di refrigerante;
- possibilità di ottenere ottime prestazioni energetiche;
- completa compatibilità con i materiali tradizionalmente impiegati nei sistemi di refrigerazione;
- possibilità di utilizzo con oli di tipo minerale che permettono di evitare problematiche connesse all'umidità legate all'utilizzo dei lubrificanti sintetici;
- costo piuttosto basso.

Fra gli idrocarburi maggiormente utilizzati vi è il propano R290 (C_3H_8), che può essere considerato il fluido gemello dell'R22. Esso è utilizzato da alcuni costruttori per piccoli apparecchi di condizionamento dotati di sistemi antideflagranti.

In figura 3.8 si riporta il diagramma di Mollier del fluido refrigerante R290.

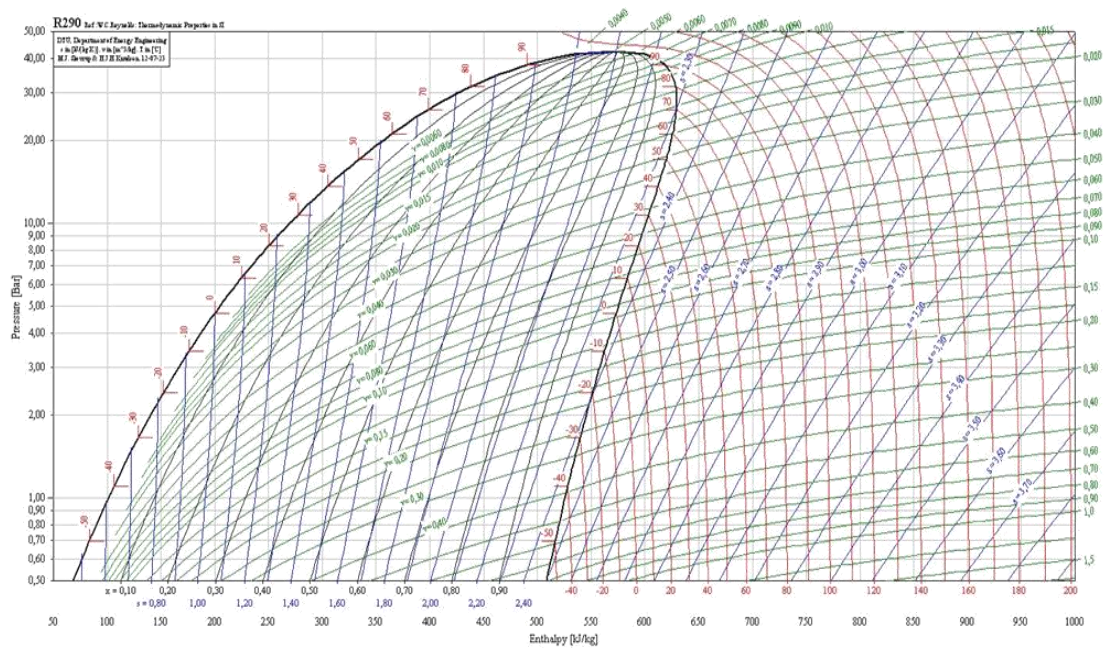


Fig. 3.8 - Diagramma di Mollier (p-h) per il propano (R290)

3.6.8 L'anidride carbonica come fluido refrigerante

Fra i refrigeranti naturali vi è anche l'anidride carbonica (R 744), di cui si riporta il diagramma di Mollier in figura 3.9.

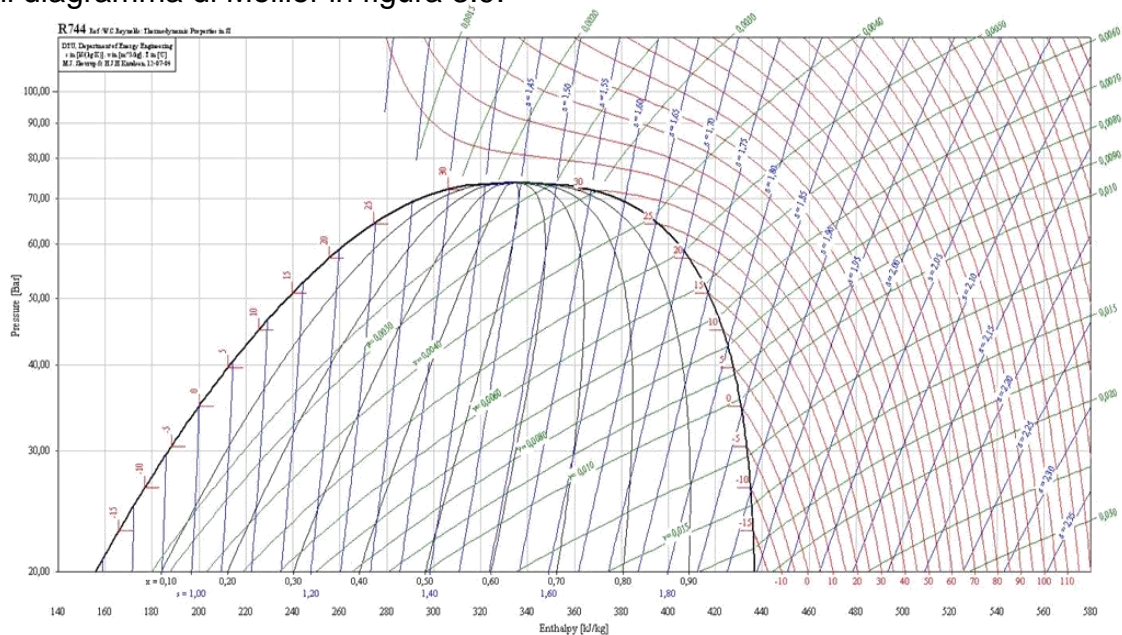


Fig. 3.9 - Diagramma di Mollier (p-h) per l'anidride carbonica (R 744)

3.3 Indici di impatto ambientale e di sicurezza

A causa dell'elevato impatto ambientale dei fluidi frigorigeni sintetici CFC, HCFC e HFC, che sono responsabili dei danni allo strato di ozono stratosferico e dell'aumento dell'effetto serra, sono stati sviluppati alcuni indici di compatibilità ambientale.

3.3.1 ODP (Ozone Depletion Potential)

È l'indice utilizzato per quantificare la capacità distruttiva di ciascun fluido refrigerante nei confronti dell'ozono, calcolata su base di ugual massa rilasciata nella bassa troposfera rispetto ad un CFC assunto come riferimento.

La relativa scala è riferita al fluido R11 e può assumere un valore compreso fra 0 (per le sostanze inerti) e 1 (riferito alle sostanze con più alto potere distruttivo).

3.3.2 GWP (Gross Warming Potential)

Indica la quantità di energia radiante nella fascia dell'infrarosso che il gas refrigerante può assorbire in un tempo di 100 anni e mostra come l'emissione di un refrigerante altera direttamente l'effetto di riscaldamento globale.

Tale indice prende come riferimento il dato dell'anidride carbonica che è il principale gas ad effetto serra, con GWP=1 ed esprime nella pratica i chilogrammi equivalenti di anidride carbonica rispetto ad un chilogrammo di gas refrigerante.

3.3.3 Tossicità ed infiammabilità

Allo stesso modo sono stati sviluppati specifici indicatori riguardanti le caratteristiche di sicurezza d'impiego di un fluido, valutate in termini di tossicità e infiammabilità.

La classificazione avviene secondo lo standard ASHRAE, che utilizza una sigla composta da una lettera seguita da un numero:

Lettera: indica la tossicità del fluido in corrispondenza di una concentrazione inferiore a 400 ppm (parti per milione) in volume. La classe A indica una bassa tossicità, mentre la classe B indica un'alta tossicità.

Numero: indica l'infiammabilità del fluido secondo tre classi:

- classe 1: non infiammabile, ovvero senza propagazione di fiamma in aria a 18°C e 101325 Pa;
- classe 2: a bassa infiammabilità, ovvero con un Limite Inferiore di Infiammabilità (LFL) superiore a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101325 Pa e calore di combustione inferiore a 19000 kJ/kg;
- classe 3: ad alta infiammabilità, ovvero con un LFL inferiore o uguale a 0,10 kg/m³ a 21°C e 101325 Pa, oppure con calore di combustione superiore o uguale a 19000 kJ/kg.

Si considera, quindi, la tabella 3.1 in cui si presentano i vari indici di impatto ambientale e di sicurezza dei principali fluidi frigoriferi utilizzati:

Fluido (miscele)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO ₂ = 1 100 anni	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 11	1	45	3800	A1
R 12	1	100	8500	A1
R 22	0,034	11,8	1500	A1
R 502 (R 22 / 115)	0,3	11,8 / 1700	5490	A1
R 123	0,012	1,4	90	B1
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C (R 32/125/134a)	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700	A1
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1	B2
R 290 (propano)	0	3	20	A3

Tab. 3.1 - Indici impatto ambiente e di sicurezza dei principali refrigeranti

Si noti come l'impatto dei principali fluidi CFC, R11 e R12 sia enorme, sia per l'influenza sullo strato di ozono stratosferico che sull'effetto serra. In compenso tali fluidi hanno un indice di sicurezza basso, il che indica una bassa pericolosità per l'uomo.

Al contrario è facilmente notabile che l'impatto ambientale dell'ammoniaca sia praticamente nullo, mentre la pericolosità per l'uomo sia massima.

3.4 Scelta del refrigerante più idoneo

I refrigeranti disponibili sul mercato sono, quindi, numerosi e con caratteristiche diverse l'uno dall'altro. È perciò necessario seguire dei criteri per il loro utilizzo, a seconda dei campi di impiego, delle potenze rese e dell'ambiente in cui devono operare.

In generale, comunque, i fluidi frigorigeni devono possedere le seguenti caratteristiche:

- stabilità, che consente di conservare nel tempo le proprietà fisico - chimiche nel campo delle pressioni e delle temperature di esercizio dell'impianto, sia in condizioni ottimali che non;
- non devono reagire con i materiali e le sostanze presenti nel circuito frigorifero, quali olio, rame e acciaio costituenti i compressori e gli scambiatori dell'impianto;
- devono presentare, nel campo di impiego, una curva caratteristica pressione-temperatura tale da garantire pressioni di evaporazione elevate (tendenti o superiori a quella atmosferica) e pressioni di condensazione più basse possibili, in modo da rendere minimo il lavoro di compressione e da massimizzare l'efficienza del ciclo. Con pressioni più elevate a livello di evaporazione, inoltre, è possibile ottenere un fluido maggiormente denso, che permette di influire sulle rese volumetriche in aspirazione;
- devono possedere elevato calore di cambiamento di fase nello stadio di evaporazione e un volume specifico del vapore saturo secco basso, in modo da mantenere una bassa portata volumetrica a parità di potenza frigorifera;
- all'interno degli scambiatori di calore, è preferibile lavorare con fluidi dotati di bassi valori di viscosità e alti valori dei coefficienti di conduttività termica, in modo da favorire lo scambio termico sia a livello di condensazione che di evaporazione;
- è necessario che il fluido abbia totale solubilità nel lubrificante impiegato per il compressore, poiché è necessario assicurare una perfetta circolazione dell'olio nel circuito. Allo stesso modo è bene predisporre dei sistemi per il recupero del lubrificante stesso al fine di evitare il suo ingresso negli scambiatori di calore, in quanto ciò può compromettere l'efficienza di scambio termico.

A livello termodinamico, inoltre, la scelta di un fluido può essere talvolta guidata operando un compromesso tra i valori contrastanti dei suoi parametri.

Per esempio, il calore specifico deve essere abbastanza elevato, ma non così alto da provocare la separazione di liquido nella fase di compressione e notevoli perdite nella fase di laminazione. Tuttavia se tale valore è troppo basso si ottiene un elevato surriscaldamento durante la fase di compressione che si deve evitare.

È importante, inoltre, ricordare che la temperatura dell'ambiente e quella che si vuole ottenere in uscita dalla macchina condizionano il campo di impiego di un fluido, determinando il valore delle pressioni operative di ciclo.

Generalmente sono queste caratteristiche che guidano la scelta di un fluido operativo, oltre a quelle di sicurezza e di impatto ambientale, che fortunatamente negli ultimi anni tendono a pesare sempre più sulla commercializzazione di impianti per la climatizzazione e la refrigerazione, sia grazie agli accordi internazionali stipulati per il rispetto ambientale che per una maggior presa di coscienza e di responsabilità da parte dei consumatori.

CAPITOLO 4: COMPONENTISTICA DI UN IMPIANTO A POMPA DI CALORE

In questo capitolo, vengono descritti i componenti di un generale impianto a pompa di calore a compressione di vapore.

4.1 Compressori scroll

Sono compressori di tipo volumetrico i quali comprimono il gas refrigerante trasferendolo semplicemente dalla aspirazione alla mandata; il termine inglese "Scroll" (spirale) è stato adottato per definire una tipologia di compressori rotativi che effettua la compressione del gas grazie all'azione combinata di due spirali evolventi accoppiate tra di loro.

Nei compressori Scroll (anche detti "a spirale orbitante") la prima spirale rimane fissa mentre la seconda compie un movimento orbitale (non una rotazione); grazie a questa configurazione fra le spire si vengono a creare delle sacche di gas che si spostano verso l'interno diminuendo così di volume e quindi comprimendosi. La compressione ottenuta è estremamente uniforme evitando così le classiche "pulsazioni" caratteristiche dei compressori alternativi.

Il concetto di compressione a spirale evolvente è vecchio di quasi un secolo, essendo stato brevettato nel 1905 dal francese Léon Creux, ma le tecnologie dell'epoca non ne consentirono la realizzazione pratica.

Infatti, per poter essere realizzati in modo da funzionare con la necessaria efficienza, i compressori scroll richiedono delle tolleranze molto contenute, ottenibili soltanto con macchine utensili capaci di consentire lavorazioni di elevata precisione; ciò spiega perché soltanto dalla fine degli anni '80 questa tecnologia sia diventata disponibile sul mercato.

I compressori sono costituiti da una spirale fissa, una spirale mobile, un anello di accoppiamento, un albero a gomito ed un involucro che contiene tutti questi elementi. Le spirali sono sistemate l'una dentro l'altra, in modo tale da essere a contatto fra loro in diversi punti e formare, durante il moto, una serie di sacche a forma di falce fra i due elementi. Il profilo delle due spirali è a evolvente: durante la compressione, la spirale mobile, mossa dall'albero a gomito, orbita senza attrito attorno alla spirale fissa; le sacche tra le due spirali vengono spinte verso il centro delle due spirali e nel contempo il loro volume si riduce. Quando la sacca raggiunge il centro della spirale, il fluido, costretto in un piccolo volume, ha acquistato la pressione necessaria per essere scaricato attraverso la luce centrale. Durante il processo di compressione, viene compresso

simultaneamente il fluido contenuto in molte sacche dando luogo ad un processo uniforme, evitando vibrazioni e pulsazioni come invece avviene nei compressori alternativi.

In figura 4.1 viene riportato lo schema di funzionamento di un compressore scroll.

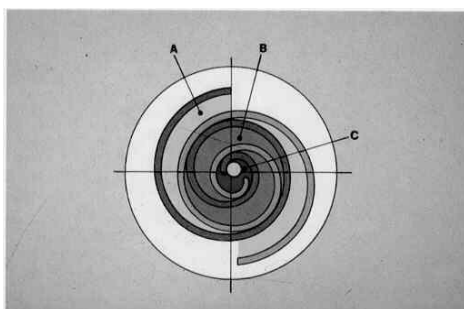


Fig. 4.1 - Schema funzionamento di un compressione scroll

Fra i vantaggi di questo tipo di compressori si possono elencare:

- assenza di valvole di aspirazione e mandata con annullamento delle perdite di carico introdotte dalle stesse valvole e, di conseguenza, aumento dell'efficienza energetica del ciclo;
- eliminazione del rumore dovuto allo sbattimento delle valvole sulle rispettive piastre e, perciò, funzionamento più silenzioso;
- assenza dello spazio nocivo, pertanto rendimento volumetrico del compressore prossimo al 100%;
- ridotto numero di parti mobili, con la conseguenza di minori probabilità di guasti;
- ingombro e peso notevolmente inferiori rispetto a compressori alternativi di pari potenzialità;
- buona capacità di tollerare l'aspirazione di refrigerante allo stato liquido, senza necessità di uso di un accumulatore sull'aspirazione né di una resistenza del carter.

I compressori scroll sono disponibili in potenze frigorifere comprese tra 5 kW e 45 kW e possono funzionare con i fluidi HCFC e HFC. Trovano impiego nelle apparecchiature di refrigerazione e condizionamento, sia residenziali sia commerciali e nelle pompe di calore. I compressori vengono realizzati in versione ermetica. Il rotore del motore elettrico è calettato sull'albero a gomito del compressore; la potenza del compressore può essere modulata mediante un inverter che controlla la velocità di rotazione del motore elettrico.

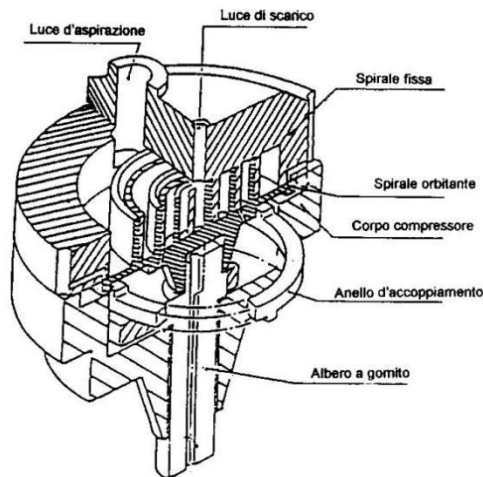


Fig. 4.2 - Sezione della testata di un compressore scroll

Il movimento orbitante su cui è basato il compressore è generato dal giunto di Oldham, il quale è calettato direttamente sull'albero del compressore e permette alla spirale mobile di orbitare su quella fissa.



Fig. 4.3 - Esploso dell'albero e del giunto di Oldham del compressore scroll

In figura 4.2 e 4.3 sono stati riportati rispettivamente la sezione della testata di un compressore scroll e l'esploso dell'albero e del giunto di Oldham del compressore stesso.

4.2 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore consentono il trasferimento di energia termica dal fluido frigorifero all'ambiente esterno. Le caratteristiche costruttive degli scambiatori devono tener conto della natura della sorgente fredda e calda, delle modalità di utilizzo e delle caratteristiche del fluido refrigerante.

Nelle pompe di calore, così come negli impianti frigoriferi, gli scambiatori di calore costituiscono il condensatore e l'evaporatore, ovvero i componenti che garantiscono l'acquisizione e la cessione del calore dalla sorgente calda alla sorgente fredda.

Per qualunque impianto frigorifero, l'alta qualità degli scambiatori di calore è essenziale per ottenere la massima efficienza energetica di ciclo. Il grado di ottimizzazione deve riguardare principalmente il disegno dei circuiti percorsi dal fluido frigorifero, oltre che la scelta del tipo di geometria che realizzi il miglior compromesso tra cadute di pressione e coefficiente di scambio termico.

A seconda del tipo di pompa di calore che si vuole progettare ed a seconda della potenza termica da fornire, esistono differenti soluzioni impiantistiche caratterizzate da differenti tipologie di scambiatori di calore.

Le tipologie di scambiatori utilizzate nelle applicazioni per le pompe di calore sono:

- scambiatori a piastre;
- scambiatori a tubi coassiali (serpentine);
- scambiatori a fascio tubiero;
- batterie alettate.

4.2.1 Scambiatori a piastre

Uno scambiatore a piastre consiste in una serie di fogli metallici corrugati, dotati di guarnizione e di condotti d'angolo da cui vengono distribuiti i fluidi che partecipano allo scambio termico tramite convezione. Essi sono costruiti in modo tale da evitare la miscibilità fra gli stessi fluidi, mantenendo contemporaneamente un elevato coefficiente di scambio termico e riducendo le perdite di carico che si determinano all'interno degli scambiatori stessi.

Gli scambiatori di calore a piastre si differenziano da quelli a fascio tubiero, a spirale, a serpentino o ad alette per la loro proprietà di essere estensibili, ovvero permettono, anche ad installazione eseguita, di aumentare o diminuire

la potenza di scambio garantendo, in ogni caso, il perfetto funzionamento dell'impianto.

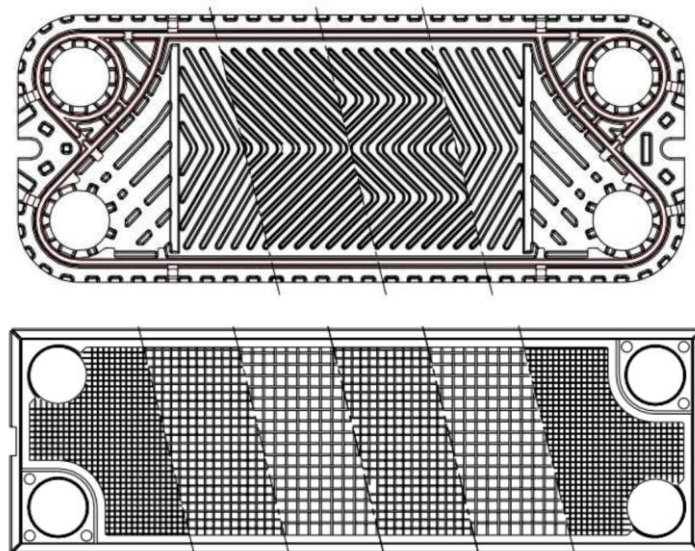


Fig. 4.4 – Piastra corrugata (sopra) e piastra piana (sotto)

Essi si possono suddividere in due tipologie costruttive: la prima si contraddistingue dall'aver le piastre corrugate in varie geometrie ottenute per imbutitura alla pressa, dotate di guarnizioni in gomma ad esse incollate od agganciate; la seconda, invece, presenta piastre lisce (piane), guarnizioni in gomma fissate meccanicamente facilmente sostituibili ed infine turbolatori realizzati in rete metallica, adagiati sulle piastre ed inseriti in apposite sedi all'interno delle guarnizioni medesime; si riportano due immagini relative alle piastre sopracitate in figura 4.4.

Gli scambiatori a piastre sono molto apprezzati per la compattezza, l'alta efficienza, l'estensibilità, la facilità di manutenzione, la possibilità di avere complesse circuitazioni e, non ultimo, anche per i costi sempre più competitivi; i campi in cui stanno prendendo il sopravvento sono il teleriscaldamento, il recupero energetico, la refrigerazione, l'impiantistica chimica, farmaceutica ed alimentare.

Dal punto di vista costruttivo, il telaio è formato da due pareti (una fissa ed una mobile) che, per mezzo di tiranti, bloccano in un unico pacco le piastre; dovendo sopportare notevoli pesi e pressioni deve essere adeguatamente robusto; come si nota in figura 4.5, il corretto serraggio dei tiranti consente, tramite lo schiacciamento delle guarnizioni in gomma, la perfetta tenuta dell'apparecchio.

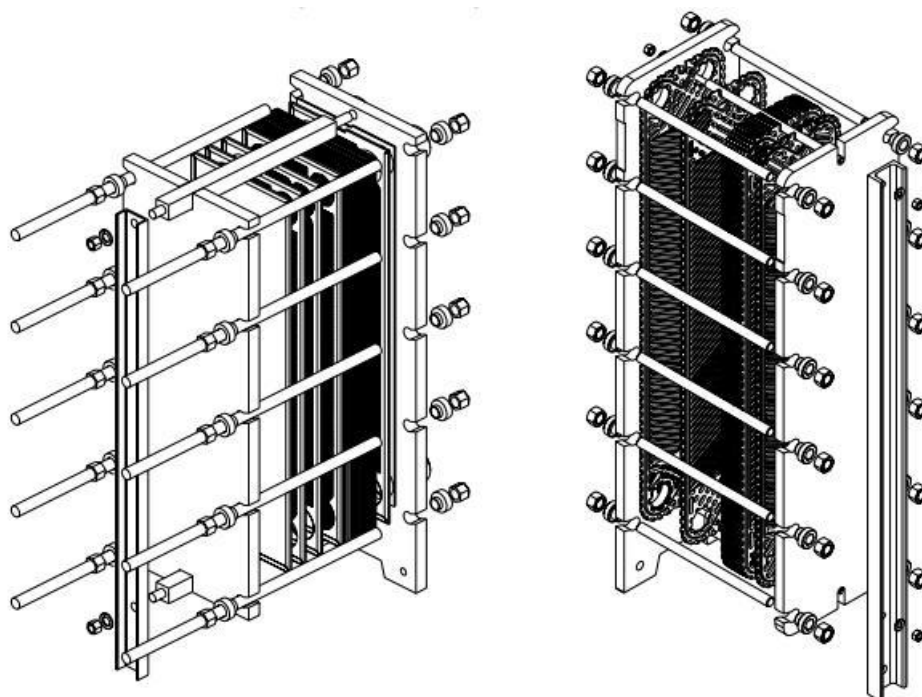


Fig. 4.5 – Assemblaggio di uno scambiatore a piastre [8]

I bocchelli di connessione allo scambiatore, che possono essere realizzati in diverse configurazioni (filettati maschio, filettati femmina, predisposti per flange o per essere saldati a tubi), sono in genere collocati sul piastrone fisso per agevolare le operazioni di manutenzione. Le due barre d'allineamento o di guida delle piastre sono anch'esse componenti essenziali e spesso svolgono anche una funzione di supporto delle piastre.

La soluzione a piastre lisce è consigliata per fluidi che richiedono un elevato livello di igiene e nelle situazioni in cui si hanno portate molto differenti nei due circuiti; le guarnizioni in gomma sono fissate sotto un bordo ripiegato ad U e presentano un'apposita sede in cui inserire i turbolatori, come in figura 4.6.

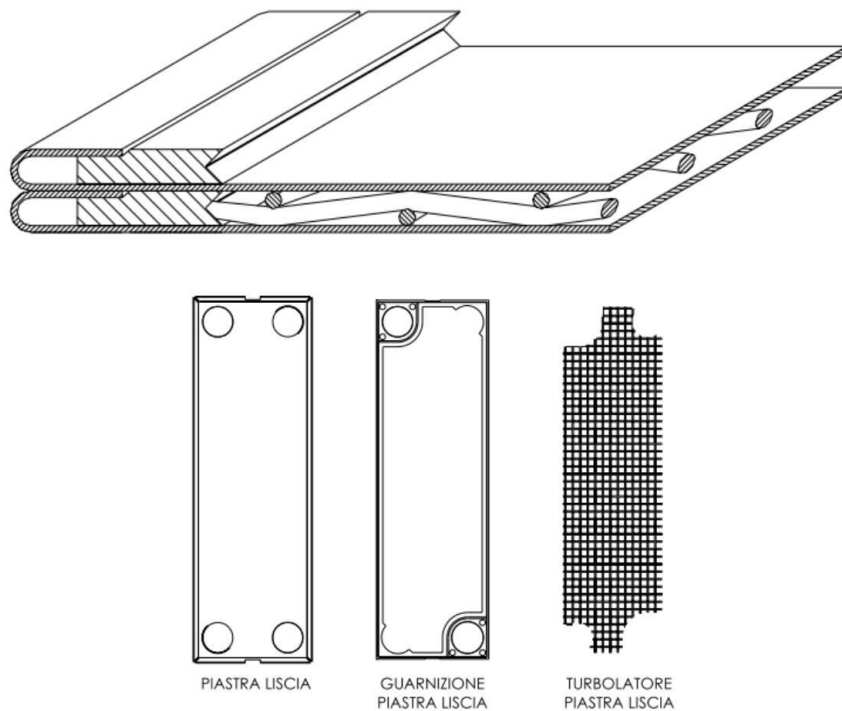


Fig. 4.6 – Ancoraggio della guarnizione della piastra liscia e sue componenti

Nelle piastre corrugate, ottenute per stampaggio, le guarnizioni in gomma sono invece fissate per punti, come in figura 4.7: la loro disposizione è tale che nel pacco delle piastre i due fluidi si alternino in controcorrente.

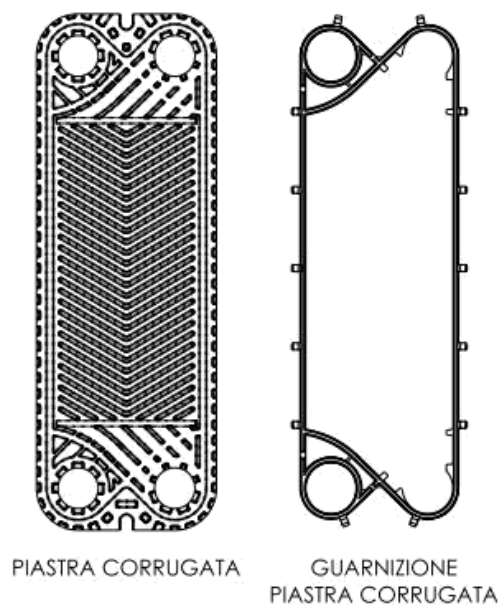


Fig. 4.7 – Piastra corrugata e sue componenti

Le disposizioni del flusso sono generalmente simmetriche, con canali in parallelo, ma è possibile realizzare anche flussi con canali in serie o misti: la scelta dipende dal programma termico e dalla lunghezza termica delle piastre, ovvero dalle loro caratteristiche geometriche. Gli scambiatori con piastre lisce hanno gli attacchi incrociati, come in figura 4.8, mentre quelli con lastre corrugate hanno gli attacchi paralleli non incrociati, come in figura 4.9.

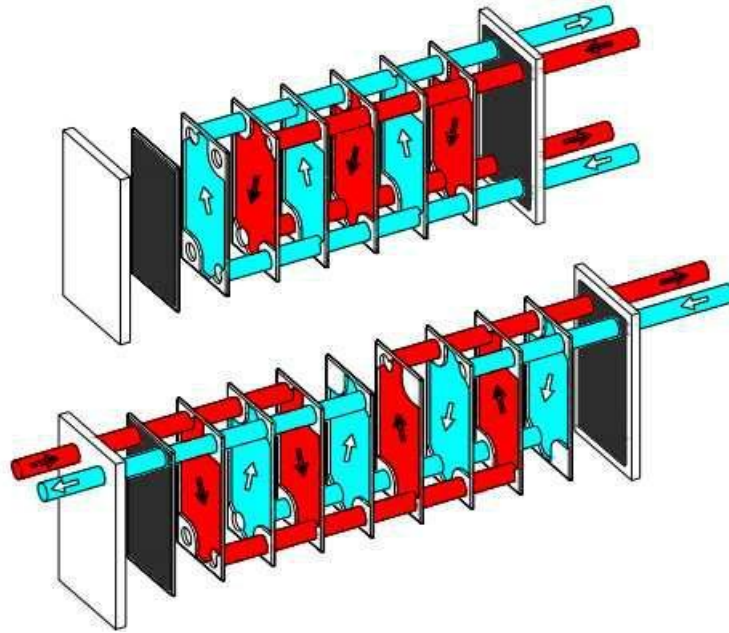


Fig. 4.8 – Esempi di flusso in scambiatori a piastre lisce con configurazione a passaggio singolo e a passaggi multipli

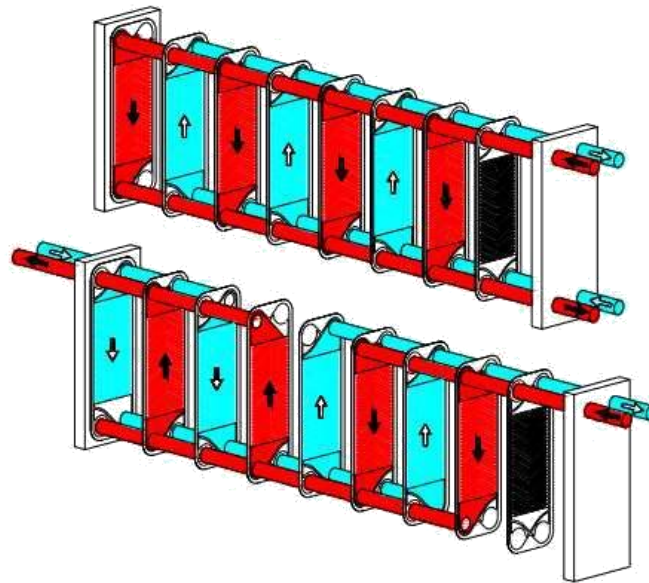


Fig. 4.9 – Esempi di flusso in scambiatori a piastre corrugate con configurazione a passaggio singolo e a passaggi multipli [8]

Le lastre corrugate possono essere costruite con qualsiasi materiale stampabile, con notevoli limitazioni però per i materiali molto duttili e malleabili (come il rame) poiché rischierebbero, una volta assemblate nello scambiatore e serrate, di perdere la loro forma ottenuta per stampaggio, modificando di conseguenza in modo irreparabile le intercapedini ed i canali di passaggio. I materiali comunemente utilizzati sono acciaio inox AISI 304, AISI 316, titanio, monel, incoloy, hastelloy: la scelta del materiale dipende principalmente da compatibilità ed inattaccabilità chimica al contatto con i vari fluidi e quindi, in ultima analisi, dalla resistenza alla corrosione.

Generalmente la scelta finale fra uno scambiatore a fascio tubiero ed uno a piastre è nettamente favorevole a quest'ultimo, dato il maggior coefficiente globale di scambio termico e quindi la minor superficie impiegata. Anche gli spessori sono notevolmente più sottili, pur non pregiudicando la durata e la sicurezza degli apparecchi. Gli scambiatori a fascio tubiero hanno in generale molte zone di saldatura che, innescando fenomeni di corrosione, possono portare alla foratura anche degli spessori più elevati. Lo scambiatore a piastre lisce offre dei vantaggi anche rispetto a scambiatori a piastre corrugate, in cui rugosità e snervamento del materiale, dettati dallo stampaggio, possono innescare fenomeni corrosivi.

Un fattore da valutare con attenzione è la tendenza di ogni fluido a formare sulle superfici di scambio pellicole di sporco e incrostazioni, fino a veri e propri intasamenti. Qualitativamente si può affermare che i fattori che influenzano il più o meno rapido sporcamento di uno scambiatore sono la velocità dei fluidi, lo stato e la geometria delle superfici di scambio; la velocità, che all'interno di qualsiasi scambiatore è continuamente variabile in direzione e modulo da punto a punto, a causa del percorso accidentato che il fluido è costretto a seguire, è responsabile diretta della turbolenza e della forza erosiva della corrente, nonché della durata del contatto con la superficie e dello spessore dello strato laminare. Le parti critiche dello scambiatore sono quindi quelle in cui la velocità è più bassa: in alcune zone si possono avere anche dei punti di stasi con velocità praticamente nulle.

Di norma ciò non avviene negli scambiatori a piastre, nei quali si hanno sempre ottime distribuzioni di flusso, come mostra la figura 4.10.

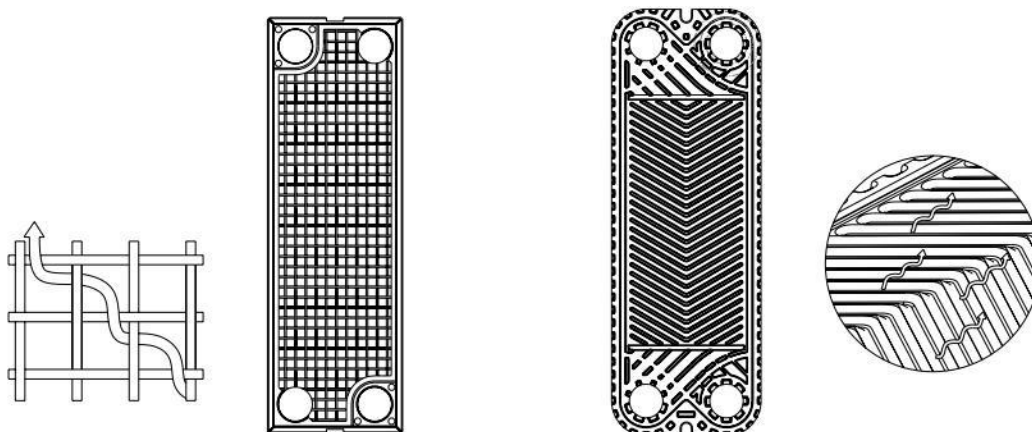


Fig. 4.10 – Distribuzione del flusso turbolento fra le piastre

Nella pratica, gli scambiatori a piastre lisce hanno prodotto risultati estremamente validi con fluidi di ogni tipo, poiché le superfici perfettamente lisce delle piastre ostacolano il formarsi della pellicola di sporco o di calcare, mentre il turbolatore sotto forma di rete ha, con i suoi continui movimenti dovuti alle dilatazioni termiche, un marcato effetto disgregante ed autopulente nei confronti delle incrostazioni più dure. D'altra parte i liquidi con particelle troppo grandi in sospensione (diametri dell'ordine del mm) non sono adatti ad essere trattati con scambiatori a piastre.

Le piastre di questi scambiatori sono caratterizzate da:

- impaccature con spaziature variabili da 2 a 5 mm, attraverso le quali scorrono i fluidi interessati dallo scambio termico;
- spessore modesto variabile da 0,5 a 1 mm;
- guarnizione e condotti d'angolo da cui viene distribuito il fluido;
- piastre destre e sinistre sulle quali la guarnizione guida o impedisce il passaggio del fluido;
- materiale pregiato resistente alla corrosione: questo evita le forature delle piastre nel momento in cui fluiscono fluidi pericolosi. Sono solitamente utilizzati acciai inossidabili tipo AISI 304 o 316.

Il fattore chiave e determinante che discrimina l'utilizzo degli scambiatori a piastre è la guarnizione, mostrata in figura 4.11, che permette l'accoppiamento e la tenuta delle piastre stesse. Inoltre, è tale elemento che garantisce l'immiscibilità fra i fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, anche grazie alla presenza degli sfiati che permettono di dirigere verso l'esterno dello scambiatore gli eventuali trafilaggi o le perdite che possono presentarsi: in tal modo si impedisce completamente l'inquinamento di un fluido rispetto all'altro.

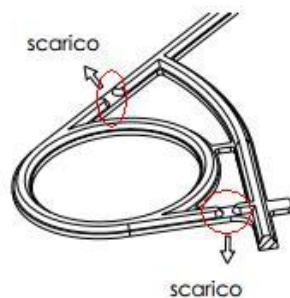


Fig. 4.11 - Particolari delle guarnizioni utilizzate negli scambiatori a piastre

La guarnizione rappresenta il fattore condizionante e limitante nella resistenza alla pressione e alla temperatura per l'utilizzo degli scambiatori. Essi sono infatti caratterizzati da elevati coefficienti di scambio termico, ma anche da condizioni fortemente limitanti.

A seconda del materiale di cui è composta la guarnizione, lo scambiatore presenta una differente resistenza a pressione e temperatura. Come si può notare dalla tabella 4.8, le temperature massime raggiungibili toccano i 200°C, a cui corrispondono, però, pressioni di circa 20 bar.

MATERIAL E	PRESSIONE [bar]	MAX TEMPERATURA MAX [°C]
Nitrile	16	110
EPDM	21	145
Viton	10	100
Teflon	10	100
Butile	9	75
Neoprene	10	75
Silicone	16	175
F.E.M.	20	200

Tab. 4.1 - Valori massimi di pressione e temperatura relativi alla tenuta dei vari materiali di cui possono essere costituite le guarnizioni degli scambiatori a piastre

4.2.2 Scambiatori a piastre saldobrasati

Per impianti che sviluppano pressioni e temperature superiori, si ricorre solitamente alla saldobrasatura o alla saldatura delle piastre stesse, che in tal caso non possono essere disassemblate e quindi ispezionabili.

In figura 4.12 si riporta una immagine di uno scambiatore a piastre saldobrasato.



Fig. 4.12 - Scambiatore a piastre saldobrasato

Per le normali applicazioni delle pompe di calore sono scambiatori che operano comunque in sicurezza, resistendo in modo ottimo alle pressioni che si sviluppano normalmente con l'utilizzo dei refrigeranti standard.

Questa tipologia di scambiatori è caratterizzata da una grande varietà, in grado di coprire tutte le potenze termiche che possono essere richieste.

Essi trovano largo impiego laddove l'utenza richieda pressioni e temperature di esercizio particolarmente elevate, fino a 40 bar e 195°C; il processo di brasatura che fissa il pacco piastre, in totale assenza di guarnizioni, permette di ottenere elevate potenze termiche ed ingombri molto ridotti. La superficie di scambio termico, funzionante con configurazione a flusso parallelo, è ottenuta mediante la saldobrasatura di piastre in acciaio AISI 304 o AISI 316 corrugate.

All'interno del pacco piastre si formano i canali di scorrimento per i fluidi, circuito primario e secondario, che lambiscono in controcorrente le facce opposte di ciascuna piastra. Le corrugazioni di piastre contigue si toccano formando canalizzazioni frammentarie e molto fitte, tali da far diventare i moti dei fluidi circolanti estremamente turbolenti. I quattro fori presenti su ogni piastra, grazie

al loro perfetto allineamento, consentono la formazione di quattro collettori di alimentazione e di raccolta dei fluidi, che vengono riportati all'esterno attraverso quattro passaggi posti sulla superficie della piastra di contenimento anteriore. La saldobrasatura viene eseguita nella periferia delle piastre e nei punti di contatto che vengono a formarsi fra le corrugazioni a "V" delle piastre stesse sovrapposte in modo alternato, come in figura 4.13. È possibile utilizzare fluidi sia allo stato liquido che allo stato aeriforme.

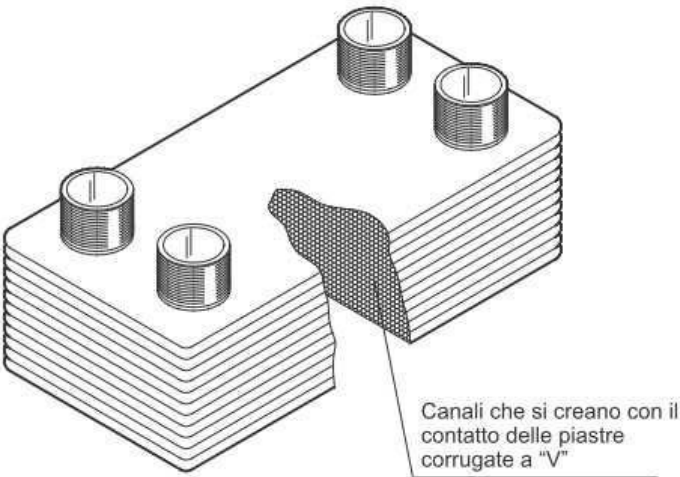


Fig. 4.13 – Particolare della brasatura fra le piastre [9]

I materiali di brasatura più utilizzati sono rame e nickel: la tabella 4.2 ne riporta i possibili impieghi.

Max. Working Pressure		45bar	140bar	10bar	10bar	30bar	30bar	16bar
Feature		Standard	R744 (CO2) Up to 140 bar	Low Flow Rate Water-to-Water	High Temperature Fluid	Corrosion Resistant Material	Pressure and Thermal Shock Endurable	Evaporator, Separator and Precooler all in 1
Brazing Material		Copper /Nickel	Copper	Copper	Nickel	Nickel	Copper	Copper
Industry	HVAC	•	•					
	Refrigeration Storage System	•	•			•		
	Heat Pump	•	•					
	Chiller	•					•	
	Semiconductor Cooling	•		•				
	Air Dryer							•
	Processing Cooling	•		•				
	Swimming Pool					•		
	Waste Heat Recovery	•						
	Injection Molding Machine	•					•	
	Pasteurizer	•						
	Laser Cutting/Welding Machine	•						
	Hydraulic System	•					•	
	Wind Power-Gear Box	•					•	
	Boiler	•		•			•	
Application	Food Processing				•		•	
	Fuel Cell				•			
	Evaporator/Condenser	•	•					
	De-superheater/Subcooler	•	•					
	Economizer	•	•				•	
	Oil Cooler	•					•	
	Pre-cooler/Pre-heater	•	•					

Tab. 4.2 – Applicazioni degli scambiatori di calore saldobrasati [9]

4.2.3 Scambiatori a tubi coassiali e "serpentine"

Questa famiglia di scambiatori permette lo scambio termico fra due fluidi all'interno di una speciale canalizzazione costituita da due tubi concentrici di differente diametro, uno inserito nell'altro, tali per cui è possibile garantire il passaggio di differenti fluidi a temperature diverse per lo scambio di energia termica, sia in equicorrente che in controcorrente; in figura 4.14 se ne riporta una immagine.

Essi vengono dimensionati a seconda dell'energia termica che deve essere ceduta o acquisita da ciascun fluido; per la riduzione dello spazio e del volume occupato di norma vengono impiegati in forma di serpentina.

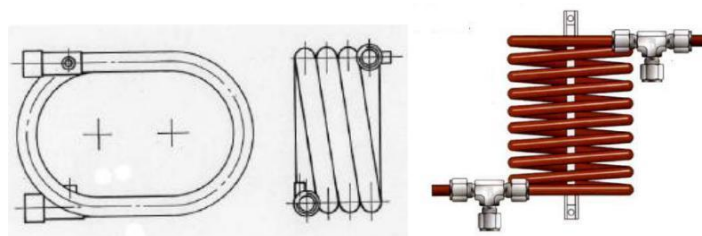


Fig. 4.14 - Scambiatore di calore coassiale

Tali scambiatori resistono eccellentemente alla pressione e alla temperatura, garantiscono l'immiscibilità dei fluidi e consentono di ottenere uno scambio termico in controcorrente perfetta.

Fanno parte di questa tipologia anche gli scambiatori a grappolo, costituiti da una canalizzazione che contiene al suo interno molteplici tubazioni, dove a loro volta scorre uno dei due fluidi coinvolti nello scambio termico, mentre l'altro fluisce nell'intercapedine esternamente delimitata dalla prima tubazione.

In figura 4.15 si riporta una schematizzazione dello scambiatore di calore coassiale.



Fig.4.15 - Scambiatore di calore coassiale schematizzato

4.2.4 Scambiatori a fascio tubiero

Gli scambiatori a fascio tubiero sono scambiatori di calore a superficie, in cui le correnti dei fluidi da trattare scorrono all'interno delle tubazioni, racchiuse in un recipiente di forma cilindrica e nello spazio circostante che si viene a creare.

Essi sono costituiti da:

- fasciame: è l'insieme delle tubazioni all'interno delle quali scorre uno dei due fluidi che partecipano allo scambio termico;
- mantello: è lo spazio interno delimitato dal fasciame e dall'involucro esterno dello scambiatore entro cui scorre l'altro fluido;
- testate: sono le estremità dello scambiatore che delimitano il volume costituito dalla parte interna dei tubi;
- diaframmi: sono setti in lamiera forata di forma variabile, che hanno le funzioni di guidare il flusso del fluido esterno alle canalizzazioni e di spaziare e sorreggere le stesse tubazioni lungo l'intero scambiatore.

Tali scambiatori sono realizzati secondo una procedura precisa, che consiste nel fissaggio dei tubi per mandrinatura o saldatura ai diaframmi, i quali a loro volta sono fissati all'involucro esterno del mantello.

In figura 4.16 è possibile identificare ogni parte costituente lo scambiatore a fascio tubiero e identificare i percorsi che seguono il fluido caldo, che si raffredda, e il fluido freddo, che si riscalda.

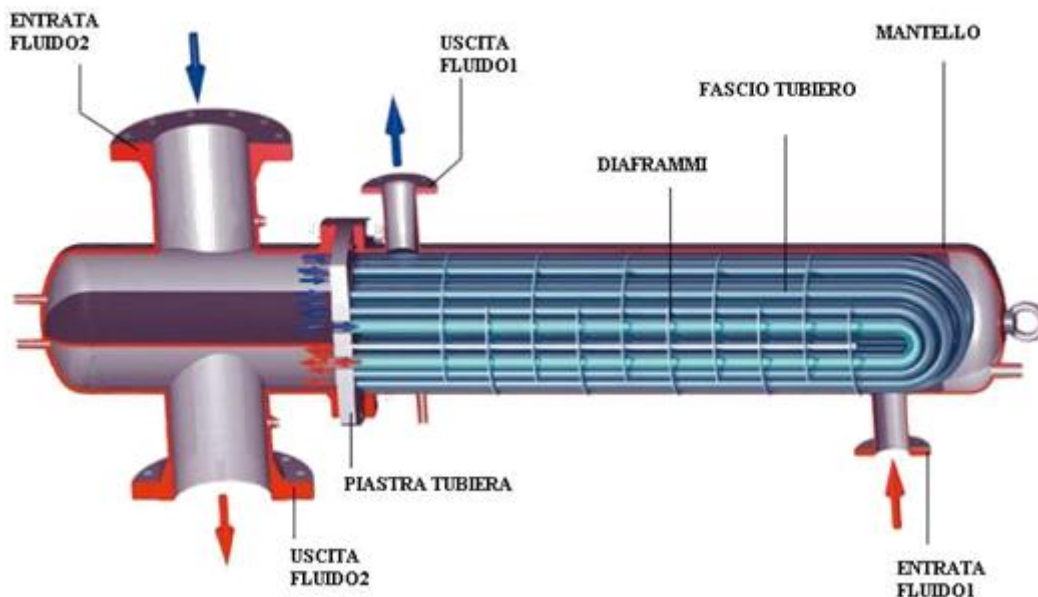


Fig. 4.16 - Scambiatore a fascio tubiero

Una volta assemblato, lo scambiatore non è smontabile e la pulizia interna avviene per mezzo di spazzole rotanti inserite all'interno dei tubi (a cui si accede smontando la testata) e di agenti chimici per la pulizia del mantello. Esistono, comunque, anche scambiatori a testa flottante che permettono di estrarre il fasciame da una delle testate, in modo tale da poter garantire una maggiore facilità nella pulizia di tubi e mantello.

Gli scambiatori a fascio tubiero sono utilizzati nel caso in cui l'area di scambio termico diventa molto estesa, per cui l'ingombro degli scambiatori a tubi concentrici e coassiali diventa eccessivo. La superficie di scambio termico per tale tipologia di scambiatori può essere superiore alla decina di migliaia di metri quadrati.

La loro geometria può essere variabile a seconda della disposizione dei flussi e del sistema di montaggio delle testate.

Inoltre, nel momento in cui è necessario, al loro interno è possibile realizzare più passaggi nei tubi o nel fasciame da parte dei fluidi coinvolti, ma poiché il passaggio nel fasciame risulta critico nella distribuzione del flusso (che tende a concentrarsi nella zona centrale dello scambiatore) è doveroso garantire sistemi di guida alla corrente di fluido attraverso una disposizione intelligente dei diaframmi interni i quali consentono di evitare le ampie sacche di ristagno nelle parti periferiche dello scambiatore di calore.

A seconda delle varie esigenze del progetto termico, dettate dalle diverse portate termiche presenti nei due lati dello scambiatore, si determinano differenti possibili soluzioni per i passaggi nei tubi o nel fasciame, come quelle riportate nella figura 4.17.

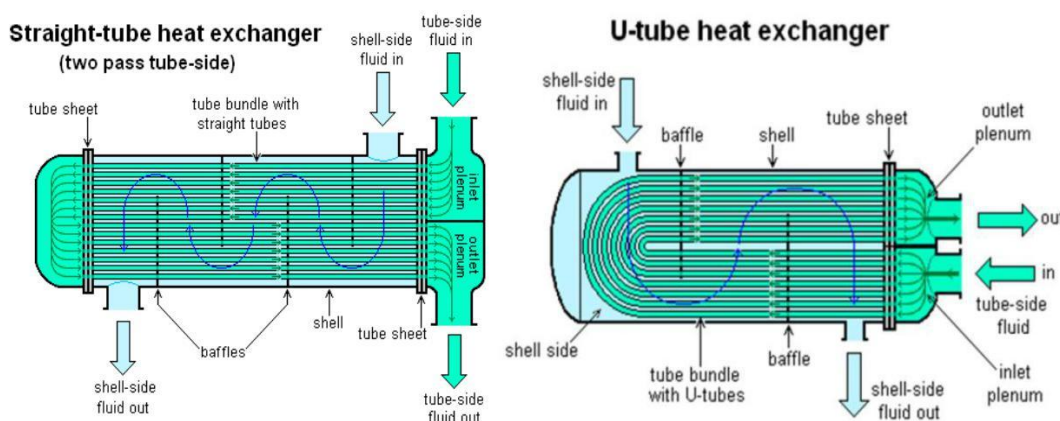


Fig. 4.17 - Diverse disposizioni dei flussi all'interno di uno scambiatore a fascio tubiero

4.2.5 Batterie Alettate

Questi particolari scambiatori sono utilizzati in modo specifico per lo scambio termico liquido - gas o liquido - aria o aria - aria.

Essi sono costituiti da una serie di tubi, all'interno dei quali fluisce uno dei due fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, e da un fascio compatto di alette disposte trasversalmente rispetto i tubi attraverso cui fluisce l'altro fluido, come è possibile apprezzare in figura 4.18.

Si caratterizza quindi uno scambio di calore a flussi incrociati.

La tecnologia tradizionale impiega tubi di rame ed alette di alluminio, che consentono un aumento della superficie di scambio termico.

I tubi vengono piegati in modo da essere facilmente inseriti nel pacco alettato e, per effetto della deformazione plastica (ovvero la mandrinatura), si realizza l'unione ed il contatto termico fra le alette ed i tubi.

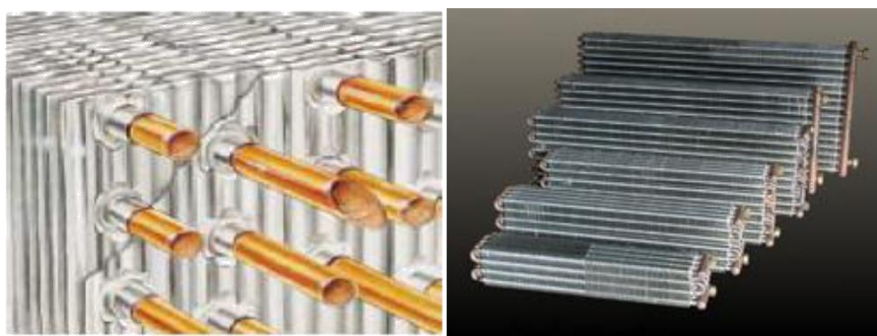


Fig.4.18 - Batterie alettate

Le batterie alettate si caratterizzano per una serie di parametri:

- la disposizione dei tubi: possono essere disposti in modo sfalsato o meno all'interno del pacco alettato e possono essere disposti su più ranghi, aumentando la larghezza della batteria;
- il diametro dei tubi: le tubazioni possono essere caratterizzate da differenti diametri, più o meno ampi, a seconda della pressione sviluppata dal fluido che li attraversa;
- il passo delle alette: può essere più o meno ampio a seconda della potenza termica da scambiare e delle perdite di carico relative al fluido che attraversa il pacco alettato;
- la forma delle alette: possono essere di forma liscia, corrugata, intagliata.

In figura 4.19 si riportano diverse tipologie di batterie alettate.

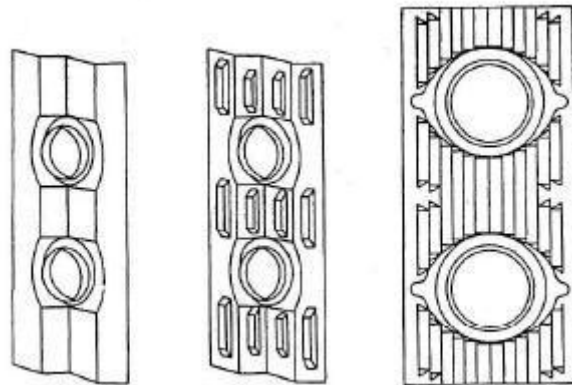


Fig. 4.19 - Diverse tipologie di batterie alettate con differenti diametri dei tubi e differente forma della alette.

Il funzionamento di una batteria alettata è definito da due parametri fondamentali: la capacità di scambio termico e la perdita di carico che deriva dal tipo di batteria utilizzata.

È necessario evidenziare il fatto che la scelta della batteria alettata da impiegare è guidata dal trade-off fra questi parametri, in quanto il coefficiente di convezione termica, da cui dipende la potenza termica scambiata dalla batteria, aumenta con l'aumento delle perdite di carico del fluido che l'attraversa; allo stesso modo si nota come a parità di perdite di carico il comportamento di alette con intagli speciali sia migliore.

4.2.6 Evaporatori

L'evaporatore, al contrario del condensatore, è uno scambiatore di calore nel quale ha luogo l'evaporazione del fluido refrigerante, che scorre tipicamente entro tubazioni facenti parte dello scambiatore stesso. L'evaporatore permette al refrigerante di sottrarre calore dalla sorgente esterna (aria, acqua, terreno) per trasferirlo poi nel circuito all'interno del quale verrà ceduto in fase di condensazione.

Il deflusso del fluido refrigerante avviene entro una superficie chiusa in cui sono contemporaneamente presenti refrigerante in fase liquida e refrigerante in fase vapore.

La frazione di fase vapore varia aumentando tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore.

Considerando le diversità termo-fisiche delle due fasi di fluido (densità, tensione superficiale, viscosità) l'azione dei campi di forza esterni e l'influenza della giacitura della superficie dell'evaporatore, la fase liquida e quella vapore si possono disporre in modo variabile all'interno della superficie stessa, dando luogo a diversi regimi di moto.

Le variabili che permettono di discriminare tali regimi di moto sono:

- titolo di vapore (x);
- portata di massa specifica alla sezione di passaggio (\dot{m}).

Ciascun regime di moto è caratterizzato dal rapporto tra la portata locale di vapore e la portata totale; tale rapporto cambia a seconda della zona dell'evaporatore, aumentando con continuità tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore stesso. Ciò incide sulla disposizione della fase liquida rispetto a quella di vapore, sulla velocità con cui le due fasi si muovono, sulle cadute di pressione e sui coefficienti di scambio termico che si determinano lungo l'intera lunghezza dell'evaporatore.

Considerando, quindi, il coefficiente di scambio termico all'interno dell'evaporatore, si rileva che esso è funzione di:

- proprietà termo-fisiche del fluido utilizzato;
- geometria della superficie di scambio termico utilizzata (tubi lisci, corrugati, con alettature);
- condizioni operative caratterizzanti il ciclo, ovvero deflusso e portata di massa specifica.

Il miglior compromesso si ottiene anche in tal caso massimizzando il rapporto fra il coefficiente di scambio termico e le cadute di pressione del fluido all'interno dell'evaporatore.

Come per i condensatori, anche per gli evaporatori esistono differenti tipologie di scambiatore, a seconda della tecnica costruttiva e dei fluidi coinvolti.

Evaporatore ad aria

Gli evaporatori ad aria sono caratterizzati da un funzionamento ad espansione diretta, poiché sono tipicamente progettati per garantire la fuoriuscita di vapore surriscaldato.

Questo comporta un incremento della superficie di scambio di circa il 2-3% per ogni 0,5°C di surriscaldamento.

Sono costituiti da una batteria a più ranghi con tubi in rame, alluminio o acciaio, internamente corrugati, assemblati su di un pacco di alette in rame, alluminio o

acciaio utilizzate per migliorare lo scambio termico sulla superficie esterna, come mostrato in figura 4.20.



Fig. 4.20 - Evaporatore ad aria

Al fine di evitare il concreto rischio di una incompleta evaporazione del fluido ed il conseguente pericolo di aspirazione di liquido da parte del compressore, la miscela liquido-vapore in ingresso all'evaporatore deve essere distribuita uniformemente nelle medesime proporzioni tra i diversi circuiti, utilizzando distributori costituiti da un grande numero di capillari che provocano elevate cadute di pressione.

Come è noto, però, il problema principale in tale tipo di evaporatori è la formazione di brina o ghiaccio sulla superficie della batteria alettata che avviene una volta che la temperatura superficiale della batteria è inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria umida che la attraversa ed inferiore a 0°C. Creandosi in tal modo un aumento della resistenza termica e un incremento delle perdite di pressione, con conseguenti diminuzioni nella sezione di passaggio dell'aria e, quindi, per effetto di una sensibile riduzione della temperatura di evaporazione del fluido frigorifero, un peggioramento dello scambio termico, va da sé che le prestazioni della macchina subiscano un significativo degrado.

Tale inconveniente viene eliminato a scapito però di un consumo energetico notevole, con cicli di sbrinamento che utilizzano resistenze elettriche o gas caldi o, addirittura, l'inversione del funzionamento della macchina.

Quando si utilizzano le batterie alettate è bene porre molta attenzione nella scelta del numero dei circuiti, in quanto si deve tener conto di due fattori chiave determinanti: la portata di massa specifica del fluido e le perdite di carico che si sviluppano nello scambiatore.

Nel momento in cui si diminuisce il numero dei circuiti, si ottiene un aumento della portata specifica del fluido evaporante, con relativo aumento del coefficiente di scambio termico. Ciò, però, incrementa anche il valore delle perdite di carico che vanno compensate.

È necessario, quindi, considerare anche in questo caso il trade-off fra tali fattori in modo da ottimizzare il sistema e permettere il massimo flusso termico di

scambio fra il fluido evaporante e quello esterno, minimizzando le perdite di carico all'interno dell'evaporatore.

Evaporatori ad acqua

Possiamo avere evaporatori a piastre saldobrasate ed evaporatori a fascio tubiero: il principio di funzionamento è lo stesso descritto per i condensatori.



Fig. 4.21 - Evaporatore ad acqua a piastre saldobrasate

La figura 4.21 riporta una immagine di un evaporatore a piastre saldobrasato.

4.3 Valvole per la laminazione

La valvola di laminazione è un organo statico che rende possibile l'espansione irreversibile di un fluido frigorifero, la cui entalpia iniziale è uguale a quella finale. È, quindi, considerata come un dispositivo che permette una trasformazione approssimativamente isoentalpica, in grado di raffreddare il refrigerante e di portarlo ad una pressione minore.

In una macchina frigorifera si determina il calo di pressione dalla zona ad alta pressione in cui si tratta la condensazione (o il raffreddamento) del fluido, alla zona di bassa pressione in cui avviene l'evaporazione con l'acquisizione di calore utile da parte dello stesso refrigerante.

La valvola di laminazione nella realtà si caratterizza dal fatto che è un organo di strozzamento particolare che degrada l'energia di pressione in attrito e permette di mantenere costante l'entalpia del fluido e rappresenta un regolatore di portata che si adegua al valore risultante dall'equilibrio dei tre organi fondamentali del circuito, ovvero: compressore, evaporatore, condensatore.

Esistono diverse tipologie di valvole di laminazione in commercio, che si differenziano per il principio di funzionamento e per le condizioni del fluido frigorifero che devono trattare.

Le valvole di laminazione si classificano in base alla loro funzionalità principalmente in due grandi gruppi:

- Valvole termostatiche: rilevano la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore e variano in feedback la portata di refrigerante in modo da renderla costante. Ciò permette al ciclo frigorifero di adattarsi alle variazioni di carico termico sull'evaporatore e di sfruttare più efficacemente la superficie di scambio termico. Possono essere di tipo manuale o elettronico, ma sempre accoppiate con un motore elettrico passo - passo in grado di far variare con continuità l'apertura della valvola ed evitare la pendolazione.
- Valvole a pressione costante: mantengono costante la pressione all'evaporatore durante tutto il ciclo di funzionamento del compressore.

È possibile variare entro certi limiti il valore della pressione di riferimento attraverso la rotazione della vite di regolazione di cui è dotata.

4.3.1 Valvola a retropressione costante (*back pressure valve*)

Il suo funzionamento dipende dall'otturatore comandato dalla pressione di monte che, grazie al contrasto offerto ad una molla a tensione regolabile, agisce su uno speciale soffietto che è collegato rigidamente all'otturatore stesso.

La valvola è efficace nel mantenere costante la pressione di uscita, poiché reagisce ad un incremento di pressione aumentando la sezione di flusso del fluido refrigerante, ma non è in grado di assicurare una corretta alimentazione all'evaporatore in termini di portata di fluido, con il fine di mantenere uno scambio termico adeguato e la sicurezza contro i colpi di liquido.

In figura 4.22 si riporta il disegno meccanico di una valvola a retropressione costante.

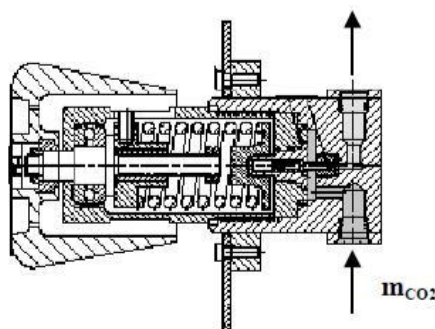


Fig.4.22 - Sezione laterale di una valvola di laminazione a retropressione costante

Per porre rimedio a tale inconveniente, l'impianto è solitamente caricato con una quantità di liquido frigorigeno tale da mantenere la presenza di liquido in un separatore collocato all'uscita dell'evaporatore. In questo modo il liquido presente nel separatore evapora parzialmente e raffredda il fluido ad alta pressione prima della laminazione, evitando così l'allagamento dell'evaporatore. Il mantenimento del liquido nel ricevitore richiede in regime stazionario il reintegro della quantità di fluido evaporata attraverso l'introduzione di una equivalente massa proveniente dall'evaporatore.

Il liquido contenuto nel ricevitore, inoltre, costituisce una riserva che consente trasferimenti di carica da e verso gli scambiatori di calore come richiesto dalle variazioni delle condizioni operative.

4.3.2 Valvola differenziale abbinata ad una valvola termostatica

Una soluzione alternativa rispetto alla valvola a retropressione costante è fornita dall'utilizzo di una valvola differenziale, schematizzata in figura 4.23, che opera attraverso l'equilibrio fornito dalla risultante delle forze di pressione agenti a monte e a valle dell'otturatore e la tensione della molla presente internamente alla valvola, che definisce la portata di fluido in proporzione alla caduta di pressione che si realizza. A livello pratico la valvola differenziale opera in modo da mantenere costante la caduta di pressione al variare della portata e delle condizioni operative.

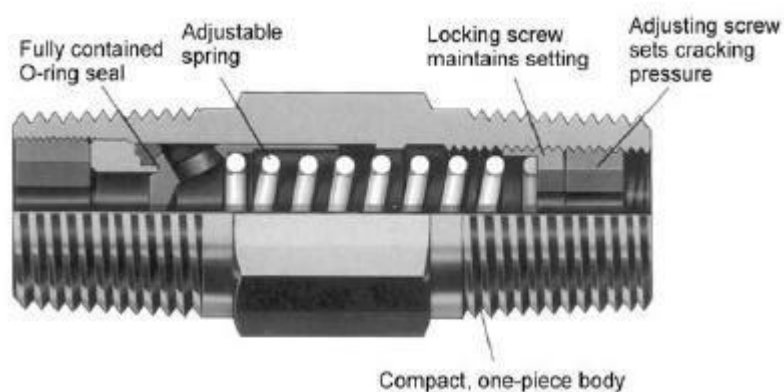


Fig. 4.23 - Sezione di una valvola differenziale

Essa opera sempre accoppiata ad un separatore di liquido e ad una valvola termostatica: anche in questo caso il ricevitore di liquido permette di ottenere la formazione di un'interfaccia liquido - vapore, permettendo l'uscita verso la valvola termostatica e verso l'evaporatore di liquido saturo e non di miscela liquido - vapore.

4.3.3 Tubi capillari

Una soluzione alternativa alle classiche valvole di laminazione, che ha preso piede negli ultimi tempi anche grazie ai numerosi studi effettuati, è sicuramente costituita dai tubi capillari, di cui si riporta una immagine in figura 4.24.

Sono costituiti da tubi di diametro compreso fra 0,5 e 3 mm e la loro lunghezza varia da 1 a 6 metri che sono solitamente avvolti a spirale e costituiscono il sistema di laminazione di molti cicli frigoriferi e di molti dispositivi funzionanti a pompa di calore.



Fig.4.24 - Tubo capillare per la riduzione di pressione

La riduzione della pressione effettuata da parte di un tubo capillare avviene grazie a due fenomeni distinti:

- il refrigerante una volta uscito dal condensatore ad alta pressione e temperatura, viene immesso nel tubo capillare all'interno del quale superando la resistenza di attrito offerta dalle pareti dei tubi, subisce una precisa diminuzione di pressione;
- il liquido refrigerante, nel momento in cui subisce il calo di pressione, evapora formando una miscela di liquido e vapore alla quale corrisponde una riduzione di pressione. La densità del vapore, infatti, è minore rispetto a quella del liquido e di conseguenza la densità media del refrigerante diminuisce. Ma, poiché la portata di massa del fluido e il diametro dei tubi rimangono costanti, per il binomio di Bernoulli la velocità del refrigerante aumenta. Tale aumento di velocità porta ad una diminuzione della pressione.

Le svariate combinazioni di lunghezza e diametri dei tubi capillari permettono di ottenere per le stesse portate di massa salti di pressione differenti; ma nel momento in cui un tubo capillare di un certo diametro e lunghezza viene

installato in un sistema frigorifero o pompa di calore, la portata di massa di fluido frigorifero che lo attraversa tende a variare, poiché il sistema opera in modo da mantenere all'interno del tubo capillare lo stesso salto di pressione esistente fra il condensatore e l'evaporatore. È quindi chiaro come la portata di massa del fluido refrigerante all'interno del tubo capillare dipenda esclusivamente dalla differenza di pressione che si genera al suo interno.

Il sistema così formato, a seconda delle condizioni termodinamiche in cui opera, tende a mutare il proprio equilibrio.

Il compressore e il tubo capillare in condizioni stazionarie, infatti, devono raggiungere una determinata pressione di aspirazione e mandata, in modo che ai vari componenti del circuito fluisca la stessa portata di massa. In tal caso, quindi, è necessario trovare il punto di bilanciamento fra il compressore e il tubo capillare.

Nel momento in cui il sistema subisce una variazione, le condizioni termodinamiche mutano. Si sviluppano, quindi, due diverse situazioni:

- il rapporto fra le pressioni aumenta in conseguenza alla diminuzione della temperatura e della pressione a lato evaporatore; la portata di massa al compressore, quindi, si riduce, in quanto la sua efficienza volumetrica diminuisce con l'aumento del rapporto delle pressioni;
- il rapporto delle pressioni diminuisce in conseguenza all'aumento della temperatura e della pressione dell'evaporatore; la portata di massa, quindi, accresce sia al compressore che al tubo capillare.

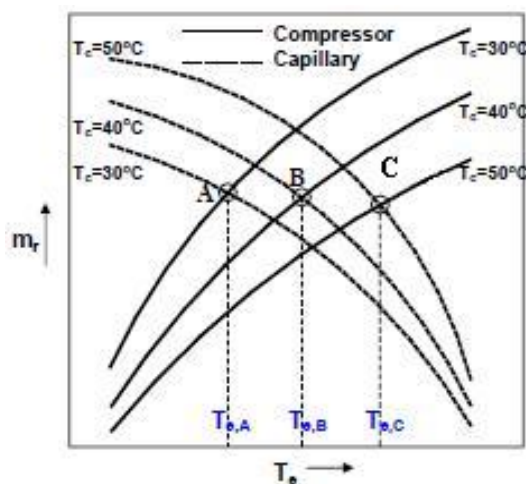


Fig. 4.25 - Variazione della portata di refrigerante attraverso il compressore e il tubo capillare a seconda della temperatura di evaporatore e condensatore

La differenza di pressione che sussiste fra i capi del tubo capillare rappresenta la forza che permette al refrigerante di passare al suo interno: la portata di massa che fluisce all'interno del tubo capillare aumenta con l'aumentare della differenza fra le pressioni.

Perciò, si può conseguentemente affermare che la portata di massa attraverso il tubo aumenta con il rapporto delle pressioni, così come diminuisce allo stesso modo per il compressore.

Come mostra la figura 4.25, per una data pressione e temperatura a lato condensatore, esiste un definito valore di pressione di evaporazione per il quale la portata di massa al compressore e al tubo capillare risulta essere la stessa. Tale pressione rappresenta il punto di bilanciamento che permette al sistema di raggiungere una condizione di equilibrio.

I tubi capillari sono utilizzati in modo estensivo in applicazioni di piccola taglia per i sistemi di refrigerazione e per il condizionamento dell'aria, ma hanno preso campo anche per le applicazioni delle pompe di calore.

4.3.4 Valvole di laminazione elettroniche

Le valvole di laminazione elettroniche sono particolari componenti il cui funzionamento è gestito da un microprocessore, il quale funge da generatore dei segnali di comando destinati al motore elettrico (solitamente di tipo passo – passo), che regola l'apertura e la chiusura della valvola stessa sulla base delle condizioni in cui opera l'impianto.

L'utilizzo di questa tipologia di valvole è particolarmente indicato per le unità che operano in condizioni di carico termico molto variabile, per le quali si necessita di un controllo preciso sia per quanto riguarda la pressione massima di ciclo, che per le condizioni presenti a lato dell'evaporatore.

Gli impianti maggiormente interessati dall'impiego di tali valvole, infatti, sono quelli caratterizzati dalla gestione congiunta di condizionamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Le valvole elettroniche permettono una migliore gestione dell'impianto, poiché con la corretta programmazione del microprocessore e la migliore scelta del motore passo-passo è possibile:

- ottimizzare sia la pressione massima di ciclo che quella minima a lato evaporatore;
- massimizzare lo scambio termico nella zona di bassa pressione;
- minimizzare i tempi di risposta alle variazioni del carico;
- ottimizzare la regolazione del surriscaldamento e garantire la massima efficienza energetica possibile per l'impianto;

- permettere procedure di arresto anche nel caso di situazioni particolari che possono danneggiare la macchina;
- consentire un miglior controllo sul grado di surriscaldamento del fluido aspirato dal compressore;
- migliorare la resa e l'efficienza energetica degli impianti.

Per le tradizionali valvole meccaniche l'apertura e la chiusura si verificano a fronte di particolari condizioni fisiche del fluido, come ad esempio la differenza di temperatura o di pressione. Questo consente alla valvola di lavorare correttamente solo all'interno di un intervallo ben definito, al di fuori del quale viene compromessa l'efficienza del ciclo stesso.

Mediante l'impiego di valvole elettroniche queste problematiche vengono eliminate poiché è il microprocessore che ne regola l'apertura e la chiusura, cosicché tali fasi possono avvenire indipendentemente dal verificarsi o meno di particolari condizioni. Risulta, quindi, più facile rispondere alle variazioni del ciclo garantendo allo stesso tempo un'ottima efficienza.

A titolo di esempio, si descrive una fra le funzioni maggiormente interessanti che le valvole elettroniche permettono di garantire, ovvero la regolazione della pressione massima di evaporazione.

Il valore della pressione di evaporazione è reso disponibile al microprocessore grazie alla presenza di un sensore posto a lato dell'evaporatore. Sulla base della programmazione svolta, quindi, il chip permette di mantenere la pressione al di sotto o pari al valore impostato nell'apposito parametro in modo preciso e stabile.

L'azione tipica di questo controllo si manifesta con la chiusura progressiva della valvola di laminazione, in modo da contenere la pressione di evaporazione. Ciò comporta intrinsecamente un aumento del surriscaldamento e della temperatura del gas in uscita dall'evaporatore. In tal senso un'azione incontrollata potrebbe portare a valori pericolosi per la salvaguardia del compressore e per questo motivo il controllo va dotato di un limite al valore massimo raggiungibile dal gas surriscaldato.

In conclusione è possibile affermare che le valvole di laminazione elettroniche permettono di gestire ottimamente qualsiasi impianto operante a ciclo inverso nel momento in cui la programmazione del microprocessore, che regola la chiusura e l'apertura delle valvole, sia stata operata intelligentemente; questo permette di garantire il funzionamento corretto e ottimale dell'impianto per qualsiasi condizione di carico termico ed evitare l'utilizzo di dispositivi costruttivamente più complessi e difficilmente gestibili come quelli descritti precedentemente.

CAPITOLO 5: I sistemi di produzione di acqua calda sanitaria (ACS)

In questo capitolo vengono brevemente descritte le possibili configurazioni di impianto per produzione di ACS.

L'acqua calda sanitaria può essere prodotta con sistemi ad accumulo oppure istantanei.

Produzione con accumulo: l'acqua calda è prodotta ed accumulata in appositi serbatoi ad una temperatura di circa 15–20 °C più elevata rispetto a quella di utilizzo; l'accumulo serve per poter far fronte al fabbisogno dei periodi di massima richiesta senza dover impiegare potenze termiche troppo elevate. Questo sistema presenta, rispetto a quello istantaneo, i seguenti vantaggi:

- possibilità di utilizzare generatori e scambiatori di calore con potenza termica molto inferiore;
- funzionamento dell'impianto più regolare e continuo, quindi si ottiene una migliore resa termica ed una temperatura di utilizzo meno soggetta a sbalzi.

Dall'altra parte si hanno i seguenti svantaggi:

- maggior costo dell'impianto per la presenza dei serbatoi;
- maggior ingombro;
- più elevate dispersioni termiche passive (tale inconveniente può essere minimizzato con un buon isolamento termico dei serbatoi e delle tubazioni).

Per quanto riguarda i sistemi di produzione istantanea, l'acqua calda è prodotta "istantaneamente" secondo le effettive esigenze dell'impianto.

5.1 Serbatoi per acqua calda sanitaria

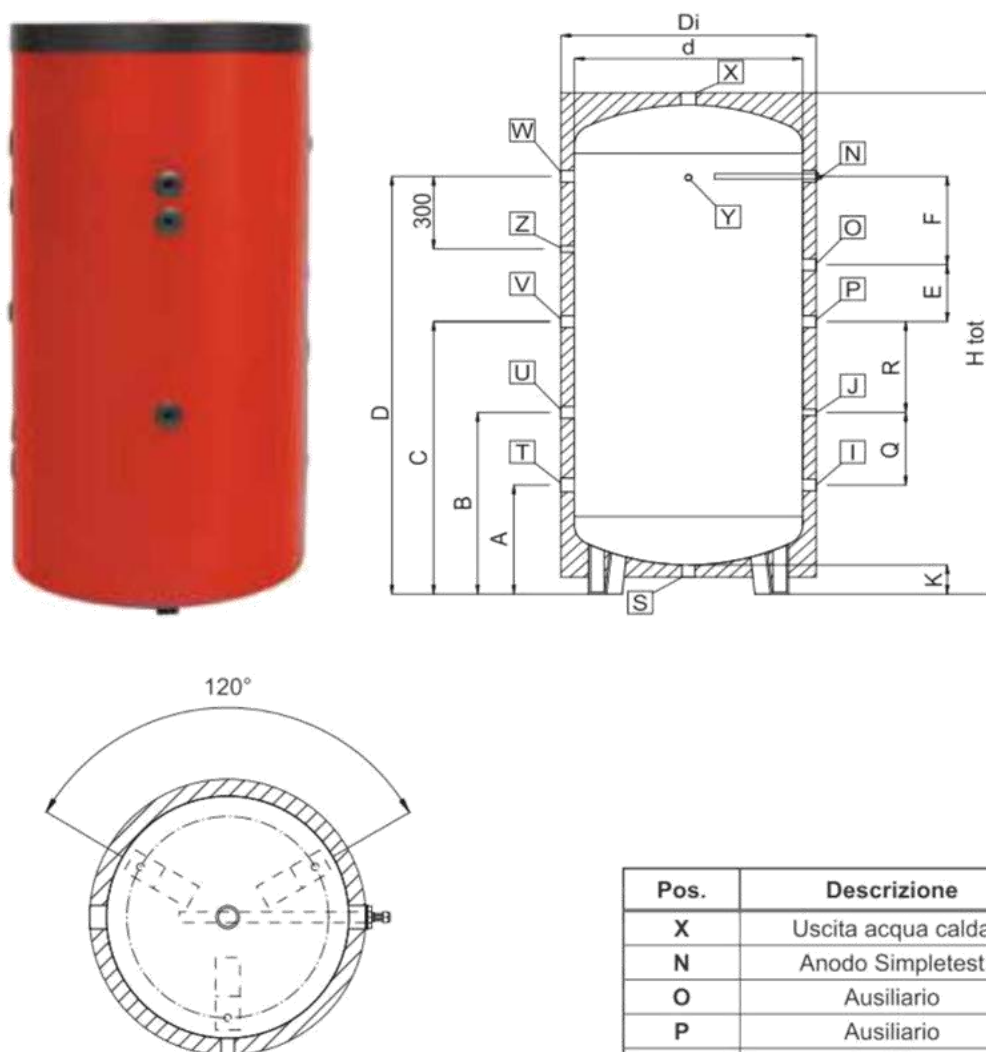
I serbatoi per lo stoccaggio dell'acqua calda sanitaria vengono impiegati quando la sorgente termica, che ha il compito di produrre l'acqua calda, ha una bassa potenzialità rispetto al fabbisogno istantaneo dell'utilizzo (ad esempio una caldaia di piccola potenza o una pompa di calore adibita alla produzione di ACS in un centro sportivo avente un utilizzo concentrato in un breve arco temporale), oppure quando ha una produttività discontinua nel tempo, come gli impianti solari o a legna, che generano calore solo in fasce orarie ben precise. La temperatura di accumulo dell'acqua deve soddisfare una serie di esigenze:

- limitare i fenomeni di corrosione e deposito del calcare, che possono aggravarsi quando l'acqua supera i 60–65°C;
- ridurre le dimensioni dei bollitori, inversamente proporzionali alle temperature di accumulo;
- impedire lo sviluppo di batteri, che in genere possono sopportare a lungo temperature fino a 50°C, mentre vengono debellati rapidamente oltre i 55°C.

In considerazione di tali aspetti, per le utenze tradizionali, è in genere un buon compromesso stoccare acqua a 60°C.

I serbatoi prodotti all'interno della Fiorini, di cui si riporta un foglio tecnico in figura 5.1, sono realizzati in acciaio al carbonio, trattati internamente con smaltatura in Zetaflon, idoneo per l'utilizzo sanitario, e verniciati esternamente con un trattamento antiruggine. Essi sono collaudati per temperature fino a 95°C, ma è consigliato non superare il limite di 65°C come temperatura massima di esercizio, sia per ragioni di risparmio energetico che per ridurre le corrosioni da correnti galvaniche ed i sedimenti di origine calcarea; è consentito superare tale valore di temperatura in occasione del periodico trattamento antibatterico che le norme sanitarie dispongono per i serbatoi contenenti acqua calda. Inoltre vengono prodotti serbatoi in acciaio inox AISI 316 ed in acciaio al carbonio vetro-porcellanato secondo norma DIN 4753, in grado di resistere in modo continuativo alla temperatura di 95°C.

L'anodo Simpletest presente in figura è un anodo sacrificale per protezione catodica in lega di magnesio impiegato contro la corrosione del serbatoio ed assorbe le scariche elettriche che potrebbero avvenire al suo interno, perforandone la superficie.



CARATTERISTICHE:

- Serbatoio d'accumulo verticale per acqua calda smaltato.
- Coibentazione in poliuretano flessibile da 50 mm.
- Finitura esterna PVC morbido.
- Pressione max d'esercizio: 6 bar.
- Completo di anodo Simpletest.

Pos.	Descrizione
X	Uscita acqua calda
N	Anodo Simpletest
O	Ausiliario
P	Ausiliario
I	Ausiliario
J	Termostato
S	Scarico
T	Ingresso acqua fredda
U	Ricircolo
V	Ausiliario
Z	Ausiliario
W	Ausiliario
Y	Termometro

Fig. 5.1 – Serbatoio per acqua calda sanitaria Serie TK Fiorini [10]

5.2 Il pericolo legionella

Col termine legionellosi sono indicate tutte le forme di infezione causate da varie specie di batteri aerobi del genere legionella. Fino ad oggi ne sono state identificate più di 40 specie: la Pneumophila è la specie più pericolosa e ad essa sono addebitati circa il 90% dei casi di legionellosi.

Il termine legionella trae origine da un tragico raduno di ex combattenti della guerra in Vietnam (in gergo detti legionaires) tenutosi nel luglio del 1976 in un albergo di Philadelphia (USA): durante tale raduno su circa 2.000 partecipanti, ben 221 furono colpiti da polmonite acuta e 34 non riuscirono a sopravvivere. Inizialmente si ipotizzò un attacco biologico da parte dei Russi, ma in seguito si scoprì che la causa di tali decessi era da attribuirsi all'azione di batteri, in precedenza sconosciuti, che si erano sviluppati nell'impianto di condizionamento. Indagini retrospettive hanno poi attribuito agli stessi batteri numerosi casi di polmonite acuta di cui non era stata identificata la causa.

Dal punto di vista clinico, la legionellosi può manifestarsi sotto due forme: la febbre di Pontiac e la malattia del Legionario.

La febbre di Pontiac si manifesta dopo un periodo di incubazione variabile da uno a due giorni ed è caratterizzata da una forte febbre, dolori muscolari, mal di testa e possibili disturbi intestinali; non c'è polmonite, anche se in alcuni casi è presente la tosse. Questa forma di legionellosi è spesso scambiata per una normale influenza. Può non richiedere terapia antibiotica, né ricovero in ospedale.

La malattia del Legionario si manifesta dopo un periodo di incubazione variabile da due a dieci giorni (in media cinque o sei). Può comportare: febbre alta, dolori muscolari, diarrea, mal di testa, dolori al torace, tosse generalmente secca (ma può essere anche purulenta), insufficienza renale, confusione mentale, disorientamento e letargia. È un'infezione che non si distingue chiaramente da altre forme, atipiche o batteriche, di polmonite. La terapia si basa sul trattamento con antibiotici, oltre alle normali misure di supporto respiratorio o sistemico. La malattia, specie se diagnosticata tardi o insorta in soggetti molto deboli, può portare al decesso.

Ci si può ammalare di legionellosi respirando acqua contaminata diffusa in aerosol, cioè in goccioline finissime; la malattia non si contrae bevendo acqua contaminata e neppure per trasmissione diretta tra uomo e uomo.

Può colpire anche persone sane e in buona salute, come dimostra il caso dei reduci di Philadelphia.

Tuttavia fattori che predispongono alla malattia sono:

- l'immunodeficienza;
- le malattie croniche;
- il fumo;
- l'etilismo;
- l'età;
- il sesso del paziente.

Il grafico in figura 5.2 evidenzia l'incidenza dell'età e del sesso nei casi registrati in Francia nel 1998.

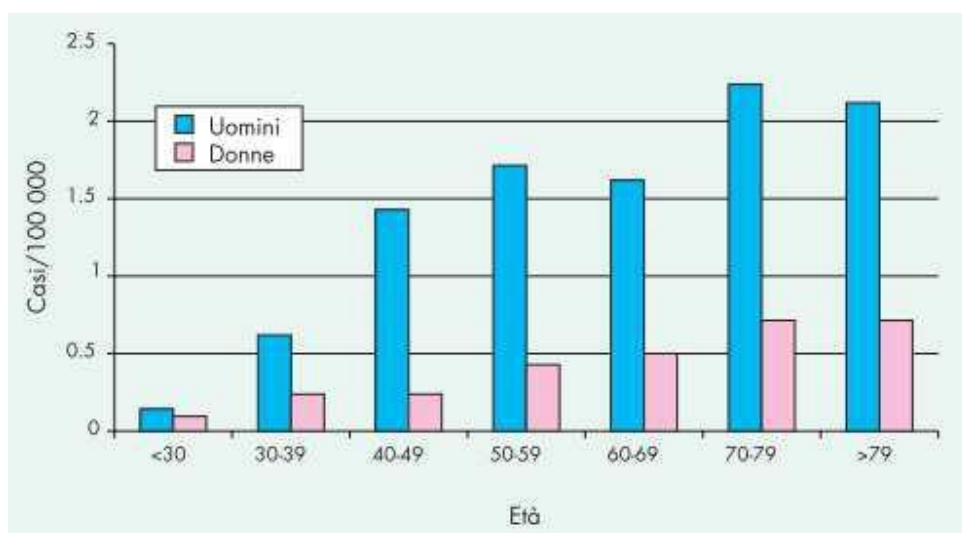


Fig. 5.2 – Incidenza della legionella secondo l'età ed il sesso [11]

Negli Stati Uniti si ritiene che ogni anno i casi di legionellosi siano non meno di 11000; in Italia, annualmente, i casi notificati sono circa 150. Tuttavia, si ritiene che i casi effettivi siano almeno dieci volte superiori. Uno dei principali motivi per cui la malattia è sottostimata è dovuto, come spiegato in precedenza, al fatto che la legionellosi non ha caratteristiche cliniche in grado di distinguerla chiaramente da altre forme di polmonite.

Data la pericolosità della malattia, nella maggior parte degli stati europei, i casi di legionellosi devono essere notificati alle competenti Autorità Sanitarie.

In Italia è prevista la notifica obbligatoria in classe II del D.M. 15/12/90; ogni anno i dati relativi ai casi segnalati sono pubblicati sul Bollettino Epidemiologico del Ministero della Sanità, ripartiti per regione, provincia e sesso.

In base alle considerazioni precedentemente esposte, le utenze e gli impianti più esposti a rischio sono:

- ospedali, cliniche, case di cura e simili;
- alberghi, caserme, campeggi e strutture ricettive in genere;
- impianti per attività sportive e scolastiche;
- edifici con torri di raffreddamento;
- piscine;
- stabilimenti termali;
- fontane decorative e cascate artificiali.

In Italia, i principali documenti di riferimento sono le Linee Guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi, predisposte dal Ministero della Sanità ed adottate dalla Conferenza Stato Regioni il 4/4/2000.

Secondo tale normativa possono essere responsabili di eventuali episodi di decesso tutte le figure coinvolte nel processo di progettazione, realizzazione, collaudo, manutenzione ed utilizzo dell'impianto, ovvero progettista, general contractor, produttori di apparecchiature, installatore, collaudatore tecnico, manutentore, proprietario e gestore.

I batteri della legionella sono presenti nei fiumi, nei laghi, nei pozzi e nelle acque termali. Possono essere presenti anche negli acquedotti, in quanto sono in grado di superare i normali trattamenti di potabilizzazione. Tuttavia, la sola presenza di questi batteri non costituisce pericolo per le persone. I batteri diventano pericolosi solo quando sussistono contemporaneamente le seguenti condizioni:

- temperatura ottimale di sviluppo: varia da 25°C a 42°C, la crescita dei batteri è massima a circa 37°C;
- ambiente aerobico, cioè ambiente con presenza di ossigeno;
- presenza di elementi nutritivi: biofilm, scorie, ioni di ferro e calcare, microrganismi;
- polverizzazione dell'acqua, con formazione di microgocce aventi diametri variabili da 1 µm a 5 µm;
- alto livello di contaminazione, generalmente superiore a 1000 Cfu/l.

Cfu/l è l'unità di misura con cui si valuta la contaminazione dell'acqua ed indica la quantità di microrganismi presenti in un litro d'acqua.

In merito alla soglia di pericolo, va considerato che in Francia, tramite una circolare del settembre 2002, la Direction Generale de la Santé ha fissato i seguenti valori:

- 1000 Cfu/l per le zone che ricevono pubblico;
- 100 Cfu/l per le zone riservate a trattamenti debilitanti o ad immunodepressi.

I primi casi di legionellosi sono stati attribuiti quasi esclusivamente a batteri provenienti da torri di raffreddamento, condensatori, evaporativi e unità di trattamento aria; per diversi anni, quindi, si è ritenuto che gli impianti di condizionamento fossero i principali, se non gli unici, responsabili della diffusione della malattia.

In realtà sono a rischio tutti gli impianti ed i trattamenti tecnologici che operano nelle condizioni elencate in precedenza, quindi gli impianti che comportano un moderato riscaldamento dell'acqua e la sua nebulizzazione, poiché nella pratica, la legionella riesce sempre a trovare sostanze nutritive.

In seguito vengono riportati gli impianti ed i relativi punti critici a maggior rischio:

- torri ad umido a circuito aperto;
- torri a circuito chiuso;
- condensatori evaporativi;
- umidificatori a pacco bagnato;
- nebulizzatori;
- filtri;
- silenziatori;
- tubazioni;
- serbatoi di accumulo;
- valvole e rubinetti;
- docce di decontaminazione;
- stazioni di lavaggio occhi;
- sistemi antincendio a spinkler;
- piscine e vasche di idromassaggio;
- vasche calde;
- fontane decorative;

5.3 Disinfezione negli impianti per acqua calda sanitaria

Le linee guida antilegionella indicano i possibili trattamenti termici di disinfezione:

- lo shock termico, da adottare in caso di grave contaminazione dell'impianto;
- la disinfezione termica, da utilizzare come sistema preventivo per inibire il batterio della legionella.

Lo shock termico consiste nell'elevare la temperatura dell'acqua a 70–80°C continuativamente per tre giorni e far scorrere l'acqua quotidianamente attraverso i rubinetti per un tempo di 30 minuti; alcuni autori raccomandano di svuotare preventivamente i serbatoi dell'acqua calda, di pulirli ed effettuare una decontaminazione con cloro (100 mg/l per 12–14 ore) . È fondamentale verificare che, durante la procedura, la temperatura dell'acqua raggiunga o ecceda i 60°C; se questa temperatura non viene raggiunta e mantenuta la procedura non fornisce garanzie. In conclusione, si devono effettuare dei prelievi d'acqua e dei sedimenti in diversi punti dell'impianto e procedere ad un controllo batteriologico. In caso di risultato sfavorevole, la procedura deve essere ripetuta fino al raggiungimento di una decontaminazione documentata. Dopo la decontaminazione il controllo microbiologico deve essere ripetuto periodicamente.

Questa procedura non richiede particolari attrezzature e quindi può essere messo in atto immediatamente, vantaggio non trascurabile in presenza di un cluster epidemico.

Dall'altra parte richiede tempo e personale o l'installazione di sonde a distanza, per controllare la temperatura dell'acqua nel serbatoio ed il tempo di scorrimento dell'acqua. Inoltre è una modalità di disinfezione sistemica ma temporanea, in quanto la ricolonizzazione dell'impianto idrico può verificarsi in un periodo di tempo variabile da alcune settimane ad alcuni mesi dopo lo shock termico se la temperatura dell'acqua circolante ritorna al di sotto dei 50°C.

Per quanto riguarda la disinfezione termica, nel caso di impianti a doppia regolazione, la prima (costituita da un termostato regolato a 55–60°C) serve a regolare la temperatura di accumulo, mentre la seconda (costituita da un miscelatore) serve a regolare la temperatura di distribuzione dell'acqua calda a 42–44°C. In base alle temperature normalmente utilizzate, la legionella non può svilupparsi nei bollitori, bensì soltanto nelle reti di distribuzione e di ricircolo. Per realizzare una corretta disinfezione termica di questi impianti si può:

- by-passare il miscelatore con una valvola elettrica a due vie comandata da un orologio programmatore;
- fissare, per mezzo di un termostato, la temperatura di produzione dell'acqua calda a 60°C;
- mandare in apertura la valvola di by-pass per mezz'ora nel periodo notturno considerato a minor consumo d'acqua, facendo circolare acqua a 60°C.

Per attuare la disinfezione notturna possono essere utilizzate le soluzioni tecniche mostrate in Figura 5.3. Il primo schema utilizza un miscelatore elettronico con centralina programmabile su due livelli di temperatura: quello per il funzionamento normale e quello per la disinfezione notturna; il secondo, invece, utilizza un miscelatore termostatico e valvole a due vie asservite da un orologio programmatore. Le valvole a due vie sono poste a by-pass del miscelatore su un braccio del ricircolo: in regime normale la valvola del ricircolo è aperta, mentre è chiusa quella di by-pass del miscelatore. Al contrario, durante la disinfezione notturna la valvola di by-pass è aperta, mentre viene chiusa quella del ricircolo.

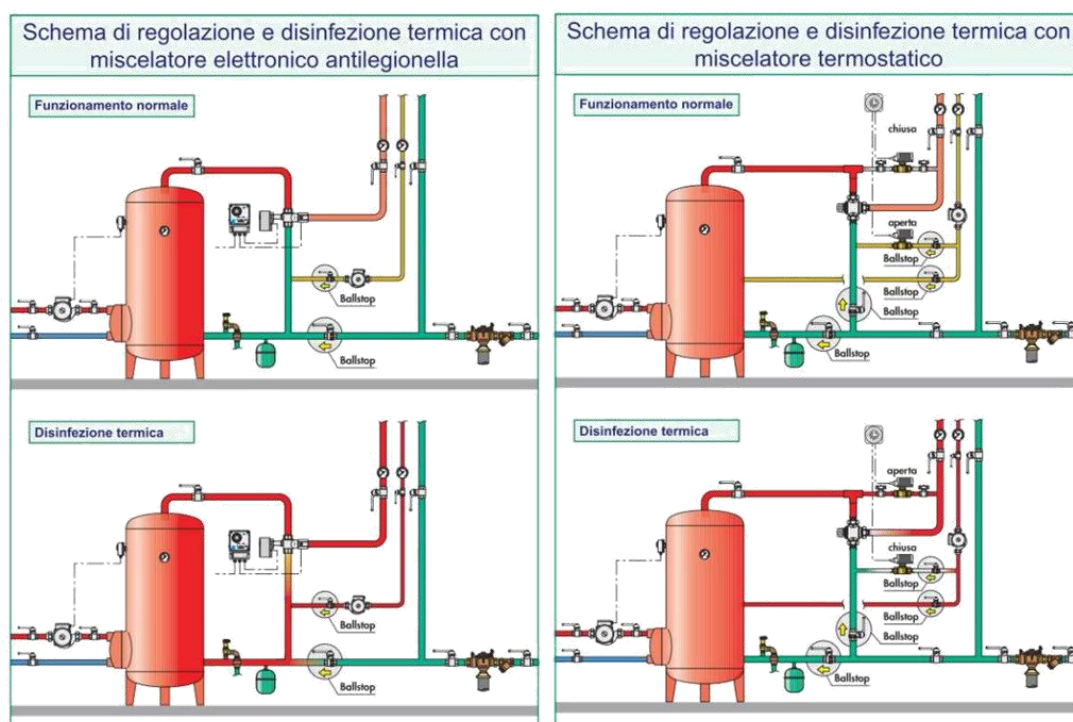


Fig. 5.3 – Schemi di disinfezione termica notturna [11]

5.4 Preparatori rapidi di acqua calda

I preparatori rapidi sono utilizzati per la produzione semi-istantanea di acqua calda in ristoranti, alberghi, campi sportivi ed in piccole o medie comunità. L'uso di un accumulo e di uno scambiatore a piastre esterno consente di ridurre al massimo l'ingombro dell'apparecchiatura ottimizzando il rapporto esistente fra la potenza effettiva della caldaia e la capacità dello scambiatore di calore, comportando i seguenti vantaggi:

- riduzione del volume di accumulo rispetto ad un bollitore tradizionale;
- maggiore rapidità nella produzione di un determinato volume di acqua calda;
- possibilità di personalizzare l'abbinamento tra il volume accumulo e la capacità dello scambiatore.

La figura 5.4 mostra il preparatore rapido per acqua calda AFK Fiorini. Tale sistema non viene utilizzato nella realizzazione di impianti serviti da pompa di calore, poiché si andrebbe a generare una ridondanza di scambiatori, causata dal collegamento in serie con il condensatore, che impedisce di sfruttare al massimo la potenza termica prodotta.

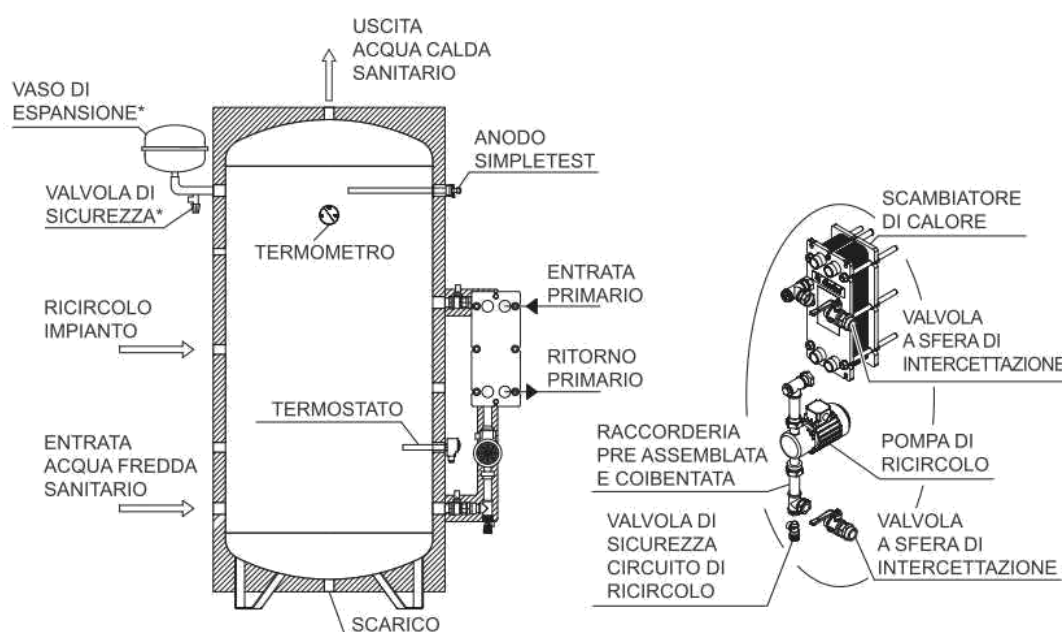


Fig. 5.4 – Preparatore rapido AFK Fiorini [12]

Lo scambiatore abbinato all'accumulo è costituito da piastre corrugate in acciaio AISI 316, racchiuse da un'incastellatura di contenimento in acciaio al carbonio verniciata, serrata da tiranti in acciaio zincato; le piastre sono isolate tra loro da guarnizioni in NBR. La turbolenza dei fluidi che scorrono internamente è tale da rendere i coefficienti di scambio termico in genere molto elevati: ciò consente di ottenere grandi potenze con ingombri minimi e pesi ridotti.

5.5 Bollitori a serpentino

I bollitori sono progettati per produrre acqua calda ad uso sanitario negli impianti che lavorano a bassa temperatura; la struttura dell'elemento di scambio termico in rame, a serpentino estraibile alettato spiralato, consente l'ottenimento di una grande superficie di scambio termico contenendo al massimo l'ingombro. I bollitori Serie S Fiorini, di cui si riporta il foglio tecnico di uno di essi in figura 5.5, vengono realizzati con lamiere di acciaio saldate; subiscono severi collaudi idraulici onde consentire una pressione di esercizio di 6 bar ad una temperatura massima di 65° C. Successivamente i serbatoi vengono protetti internamente dalla corrosione con un trattamento di smaltatura alimentare Zetaflon (idonea al contatto con acqua destinata al consumo umano secondo il D.M. n.174 del 6 aprile 2004); contro le correnti galvaniche è in dotazione l'anodo sacrificale Simpletest a controllo di corrosione esterno. L'esterno del bollitore viene superficialmente verniciato e quindi coibentato; le coibentazioni vengono eseguite con l'applicazione di una lastra di poliuretano flessibile dello spessore di 50 mm, mentre la finitura esterna è in PVC morbido colorato.

Pos.	Descrizione
X	Termometro
T ₁	Anodo
W	Mandata caldaia
W ₁	Ritorno caldaia
U	Termostato
S	Uscita acqua calda
T	Ausiliario
F	Scarico
Y	Ingresso acqua fredda
J	Ricircolo

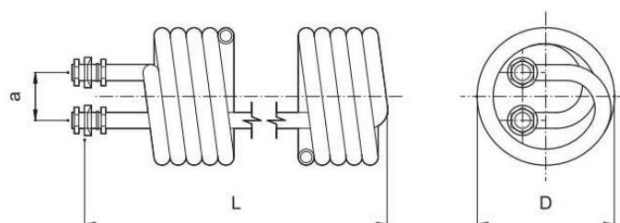
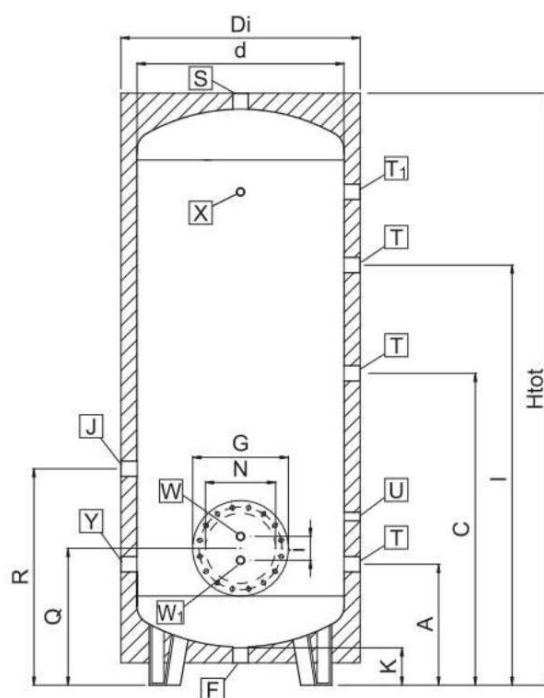


Fig. 5.5 – Bollitore Serie S Fiorini [12]

L'esecuzione spiraliforme dei serpentine è fonte di perdite di carico più elevate di quelle che si hanno nei fasci tubieri, con ripercussioni nel dimensionamento dei circolatori. La particolare leggerezza dei serpentine facilita le operazioni periodiche di pulizia dal calcare; inoltre nei serpentine elicoidali le incrostazioni sono molto limitate in quanto il monotubo utilizzato si dilata in funzione delle escursioni termiche, esercitando così una funzione autopulente.

Nella figura 5.6 viene rappresentata una tipica configurazione dell'impianto di produzione di acqua calda sanitaria con bollitore a fascio tubiero. Il termostato di regolazione attiva o disattiva la pompa dello scambiatore di calore in

relazione alla temperatura d'accumulo prefissata sul termostato stesso; il miscelatore provvede poi a regolare la temperatura d'invio dell'acqua calda agli apparecchi utilizzatori.

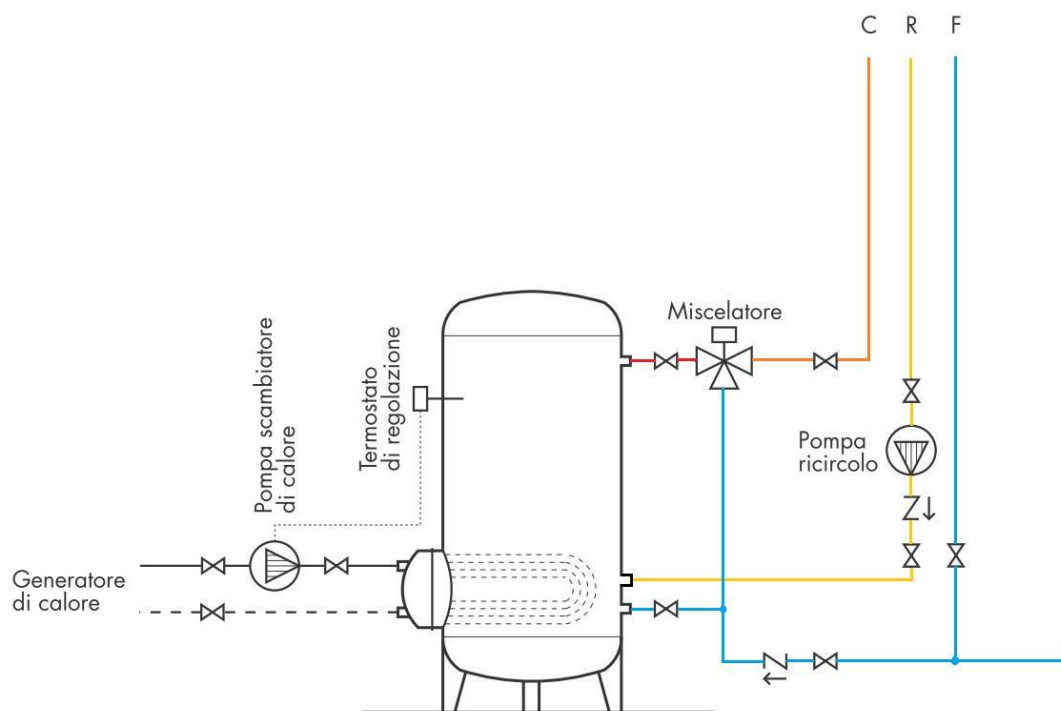


Fig. 5.6 – Schema per la produzione di acqua calda con bollitore [11]

I fasci tubieri, mostrati in figura 5.7, sono costituiti da una piastra tubiera circolare, che presenta un'opportuna foratura per il fissaggio al bollitore, e da tubi in rame o in acciaio AISI 304 piegati ad U, che costituiscono l'elemento di scambio termico; questi sono fissati al centro della piastra mediante mandrinatura di tubi su piastre tubiere di grosso spessore. L'utilizzo standard prevede il funzionamento con acqua a temperatura non superiore ai 110°C, alla pressione massima di 12 bar.

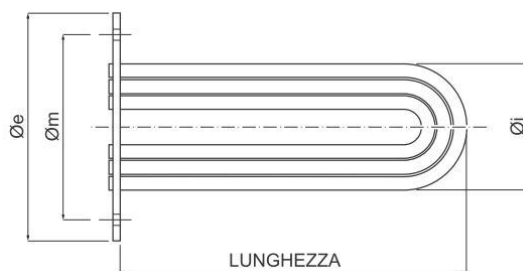


Fig. 5.7 – Fascio tubiero Fiorini [10]

5.6 Termoaccumuli Puffer e Combi

I Puffer sono serbatoi inerziali per impianti di riscaldamento destinati allo stoccaggio di acqua calda non ad uso sanitario: sono utilizzati negli impianti alimentati da fonte energetica discontinua (pannelli solari, caldaia a legna, termocamino), o laddove si renda necessario aumentare il volume d'acqua contenuto nell'impianto (impianti con pompe di calore, cogeneratori, caldaie a biomassa). Sono realizzati in lamiera di acciaio al carbonio, verniciati esternamente, coibentati in poliuretano flessibile con spessore 100 mm e rifiniti esternamente con PVC colorato.

Essi sono disponibili in tre versioni, mostrate in figura 5.8:

- accumulo semplice;
- accumulo dotato di uno scambiatore a tubo liscio interno per l'inserimento di un'ulteriore fonte energetica (ad esempio solare);
- accumulo dotato di due scambiatori a tubo liscio interni per l'inserimento di due ulteriori fonti energetiche (ad esempio solare e termocamino).

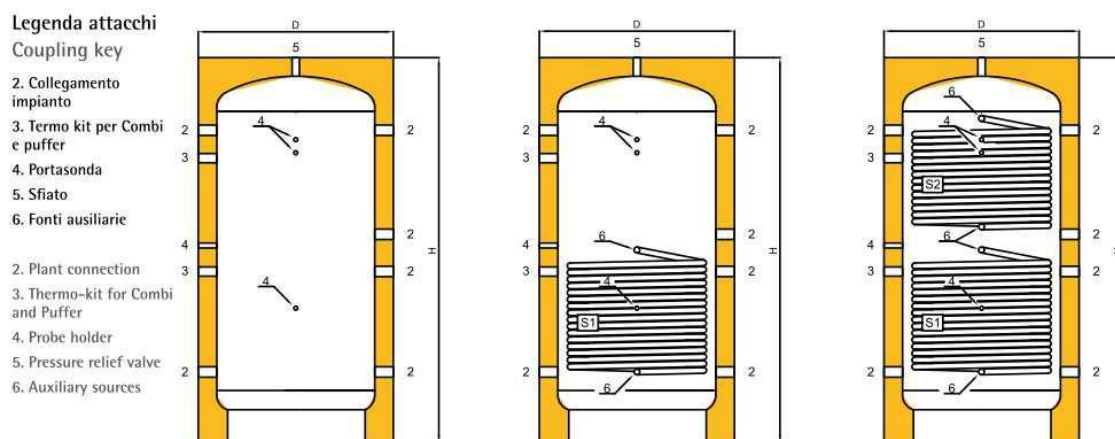


Fig. 5.8 – Possibili configurazioni dei termoaccumuli Puffer Fiorini [13]

Questi serbatoi inerziali, largamente impiegati negli impianti di riscaldamento e nelle applicazioni dedicate alla produzione di acqua calda sanitaria vengono solitamente collegati a preparatori istantanei.

I Combi sono serbatoi inerziali per impianti di riscaldamento che integrano la produzione istantanea di acqua calda, mediante uno scambiatore estraibile immerso nella parte alta dell'accumulo.

Anche in questo caso sono disponibili tre versioni, come mostra la figura 5.9:

- accumulo semplice con scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua calda sanitaria;
- accumulo dotato di uno scambiatore a tubo liscio interno per l'inserimento di un'ulteriore fonte energetica (ad esempio solare) e scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua sanitaria;
- accumulo dotato di due scambiatori a tubo liscio interni per l'inserimento di due ulteriori fonti energetiche (ad esempio solare e termocamino) e scambiatore immerso per la produzione istantanea di acqua sanitaria.

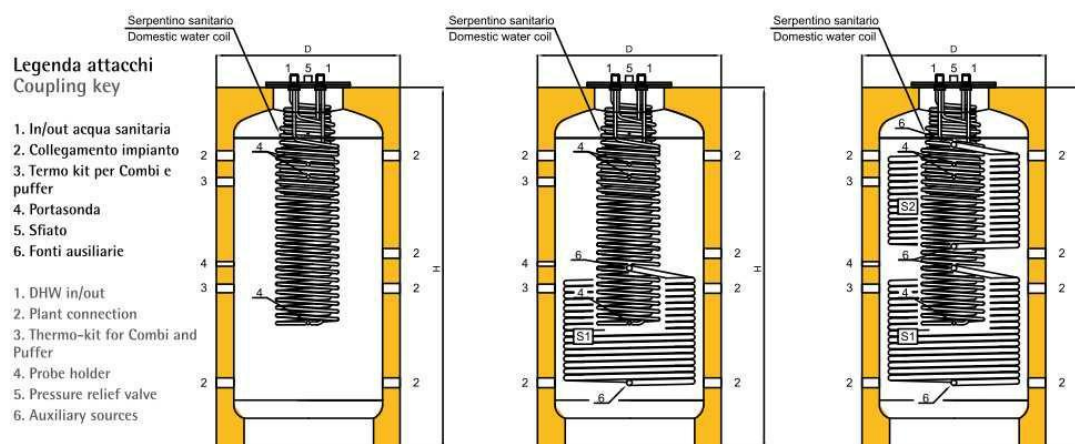


Fig. 5.9 – Possibili configurazioni dei termoaccumuli Combi Fiorini [13]

In figura 5.10 è schematizzato un impianto di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria tramite un termoaccumulo Combi, integrato da un serpentino che preleva energia termica da un pannello solare.

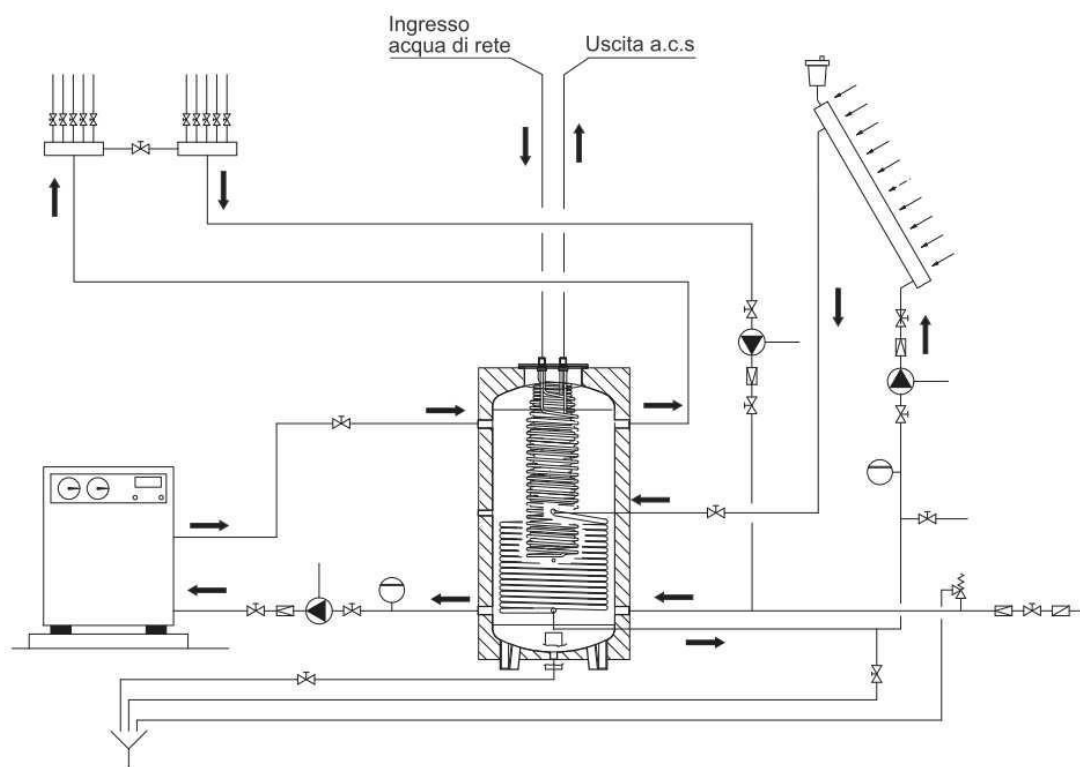
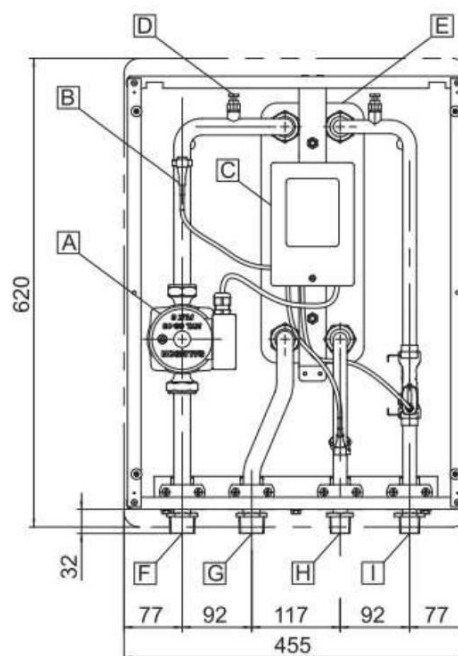


Fig. 5.10 – Installazione tipo con Combi integrato da un serpentino [12]

5.7 Preparatori istantanei di acqua calda sanitaria

I preparatori istantanei sono produttori di acqua calda sanitaria che, grazie all'elevata efficienza dello scambiatore di calore a piastre in acciaio AISI 316, trovano ideale applicazione negli impianti a pompa di calore o con pannelli solari, i quali utilizzano termoaccumuli a bassa temperatura (50°C).

Il modulo rappresentato in figura 5.11, collegato ad un termoaccumulo da cui preleva energia, attraverso una centralina con display grafico permette all'utente di tenere monitorato il funzionamento, oltre che impostare facilmente i parametri di utilizzo, che comprendono la temperatura dell'acqua sanitaria, la temperatura dell'acqua di ricircolo, le fasce orarie di accensione del ricircolo e dei cicli antilegionella.



Pos.	Descrizione
A	Pompa circuito primario
B	Sonda di temperatura PT1000
C	Centralina di regolazione
D	Valvola di sfiato manuale
E	Scambiatore a piastre inox AISI 316

Pos.	Descrizione
F	Mandata primario
G	Ritorno primario
H	Ingresso a.c.s. rete
I	Uscita a.c.s.

Fig. 5.11 – Preparatore istantaneo Fiorini [12]

La scelta corretta di un sistema composto da termoaccumulo e gruppo istantaneo esterno passa attraverso la verifica dei tre parametri seguenti:

- volume del serbatoio sufficiente per la produzione di acqua calda sanitaria richiesta dal sistema;
- portata istantanea del gruppo esterno superiore alla portata di picco richiesta dall'utenza;
- volume del termoaccumulo superiore al volume minimo consigliato dal costruttore della pompa di calore, in funzione della potenza erogata.

Il volume del serbatoio e le caratteristiche della fonte primaria (potenza e temperatura di mandata) sono i parametri che determinano la quantità d'acqua erogabile nell'unità di tempo; di seguito viene riportata la formula per il dimensionamento del termoaccumulo:

$$V = W_f \frac{T_{out} - T_{in}}{T_0 - T_f} - \frac{P * T_m * 60}{c_p * (T_0 - T_f)}$$

dove:

V = volume del termoaccumulo in litri;

W_f = quantità d'acqua calda sanitaria richiesta nel periodo di punta in litri;

T_m = durata del periodo di punta in minuti;

T_0 = temperatura di stoccaggio all'interno del puffer in [°];

T_f = temperatura di minima fruibilità del termoaccumulo in [°];

T_{in} = temperatura di ingresso dell'acqua dalla rete in [°];

T_{out} = temperatura di erogazione dell'acqua calda sanitaria in [°];

c_p = calore specifico dell'acqua (4.186 kJ/kg*K);

P = potenza della fonte primaria in kw.

La quantità di acqua calda sanitaria richiesta dalle utenze deve essere minore di quella prodotta dal preparatore istantaneo: in base alla temperatura dell'acqua del circuito primario in ingresso allo scambiatore ed a quella dell'acqua sanitaria, viene fornito dal costruttore il grafico della portata di acqua calda sanitaria erogabile (figura 5.12), in modo da poter effettuare la scelta corretta tra le configurazioni disponibili.

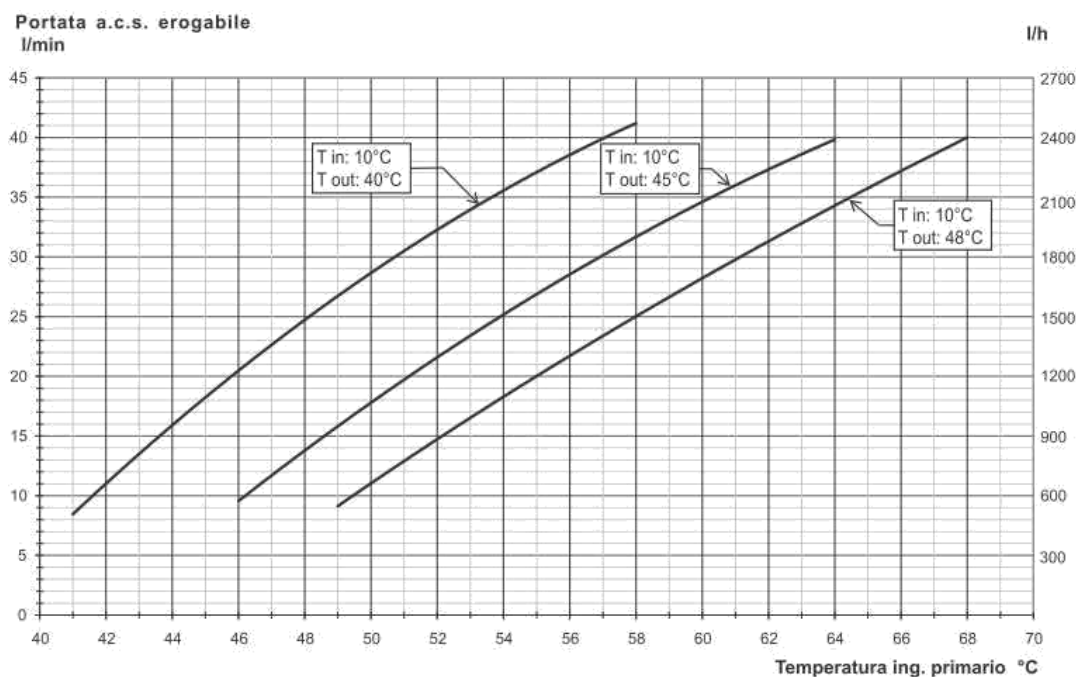


Fig. 5.12 – Prestazioni termiche del preparatore istantaneo Set-25 Fiorini [12]

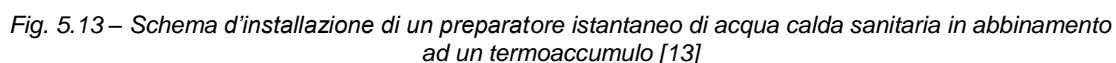
Il termoaccumulo, oltre a stoccare l'energia che verrà utilizzata quando necessario, svolge anche la funzione di volano termico per la fonte energetica primaria, riducendone il numero di accensioni e spegnimenti; per questo motivo è bene verificare che il volume del termoaccumulo sia maggiore di quanto consigliato dal costruttore della fonte primaria.

Nella tabella 5.1 viene proposta una raccolta di abbinamenti per applicazioni tipiche residenziali in abbinamento a pompe di calore .

Applicazione	N° persone	N° servizi	Potenza utile per prod. a.c.s	Volume termoaccumulo (l)
Abitazione singola	3	1	4 - 6 kW	300
Abitazione singola	4 - 5	2	6 - 8 kW	500
Abitazione singola	5 - 6	2	10 - 13 kW	750
Abitazione singola	6 - 7	3	15 - 18 kW	1000
N°2 appartamenti	4 - 5	2	6 - 8 kW	500
N°2 appartamenti	6 - 7	4	15 - 18 kW	750
N°2 appartamenti	7 - 8	5	10 - 13 kW	1000
N°3 appartamenti	6 - 7	3	10 - 13 kW	750
N°3 appartamenti	7 - 8	5	15 - 18 kW	1000
N°3 appartamenti	9 - 12	6	20 - 22 kW	1000

Tab. 5.1 – Volume del termoaccumulo per applicazioni residenziali [12]

In figura 5.13 è schematizzato un impianto di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria tramite un gruppo costituito da un Puffer, integrato da un serpentino che preleva energia termica da un pannello solare, collegato ad un preparatore istantaneo.



Capitolo 6: Analisi della tendenza di mercato e della concorrenza




Svolgendo la mia tesi nell'ufficio commerciale dell'azienda Fiorini, ho inizialmente approfondito le mie conoscenze circa il funzionamento delle pompe di calore, argomento riportato nei capitoli precedenti; in seguito, ho affrontato una analisi di mercato ed in particolare una indagine relativa alla concorrenza, ovvero una ricerca sulle caratteristiche delle pompe di calore prodotte dai maggior competitors di Fiorini, in particolare pompe di calore aria-acqua con serbatoio di accumulo integrato per la produzione di ACS, riscaldamento e raffrescamento ambienti.

Dopo uno studio minuzioso, ho focalizzato la mia attenzione su tre aziende in particolare: Daikin Rotex, Panasonic e Clivet.

L'analisi consiste nell'esaminare i manuali tecnici dei tre prodotti, rispettivamente Daikin Rotex HPSU compact, Panasonic Aquarea all-in-one e Clivet Gaia L comfort; ho cercato di basarmi sulla scheda tecnica dei prodotti Fiorini, andando alla ricerca dei parametri e delle caratteristiche che maggiormente accomunano questi tipi di prodotti, facendo riferimento così ad una tendenza di mercato indispensabile da analizzare per il lancio di un nuovo prodotto sul mercato.

È chiaro infatti che, nel caso in cui il trend delle pompe di calore integrate si stia muovendo verso certe caratteristiche, non avrebbe senso progettare e produrre un oggetto del tutto differente dagli altri.




Usufruendo del software Microsoft Office Excel, ho redatto una tabella che mette a confronto le principali caratteristiche delle pompe di calore aria-acqua delle suddette aziende, suddividendo le tabelle per taglia (ovvero per potenza termica nominale dell'impianto) basandomi anche qui sulle taglie prodotte da listino dall'azienda Fiorini; nelle tabelle 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4 si riporta quanto appena detto.

6 KW		DAIKIN ROTEX HPSU COMPACT		ECA TECHNOLOGY SYSTEM WRH06		CLIVET GAIA L COMFORT	
							
FUNZIONAMENTO INVERNALE A7/W35							
potenza termica nominale	KW	6,22		6,12		5,19	
potenza assorbita compressore	KW			0,25/1,43		1,32	
COP		4,88		4,28		3,94	
LATO IMPIANTO							
portata acqua impianto	m ³ /h	2,4					
prevalenza utile	mWC						
potenza assorbita pompa	W	45					
LATO ESTERNO							
portata aria	m ³ /h						
pressione sonora ad 1 m	dBA	49					
potenza assorbita ventilatore	KW						
FUNZIONAMENTO ESTIVO A35/W18							
potenza frigorifera nominale	KW	5,22		3,88		4,11	
potenza elettrica assorbita	KW			0,25/0,80		1,07	
EER		3,65		4,5		3,85	
LATO IMPIANTO							
portata acqua impianto	m ³ /h						
prevalenza utile impianto	mWC						
range temperature esterne per riscaldamento min/max	°C	-20/25				min -20	
range temperature esterne per ACS min/max	°C	-25/35					
range di temperature esterne per raffreddamento min/max	°C	10/43					
range temperatura acqua di mandata per riscaldamento min/max	°C	15/55		max 55		max 60	
range temperatura acqua di mandata per raffreddamento min/max	°C	5/22					
resistenza elettrica di integrazione	KW	optional					
vaso di espansione	lt.	/					
tipo di refrigerante		R-410A				R-410A	
tipo di compressore/n° di compressori		swing ermetico				rotary inverter DC/1	
capacità serbatoio	lt.	300		150		280	
dimensioni unità interna (LxPxH)	mm	595x615x1915		704x604x1450		630x800x2030	
peso unità interna	kg	87 (a vuoto)		286			
dimensioni unità esterna (LxPxH)	mm	832x307x735		780x255x533		895x378x992	
peso unità esterna	kg	56 (a vuoto)		38			




Tab. 6.1 - Comparazione pompe di calore aria-acqua con serbatoio integrato, taglia 6 KW

Come si può notare, per le colonne è stata effettuata una divisione in base al prodotto analizzato, mentre per le righe le divisioni riguardano il funzionamento invernale (lato esterno e lato impianto), il funzionamento estivo (lato impianto), i ranges di temperatura minima e massima dell'aria esterna e dell'acqua di mandata dell'impianto interno, alcune informazioni in generale come la presenza o meno della resistenza di integrazione (backup heater), il tipo di refrigerante utilizzato, il tipo ed il numero di compressori presenti nell'impianto, la capacità del serbatoio di accumulo ed infine la divisione riguardante le dimensioni dell'unità esterna e di quella interna, il tutto con le rispettive unità di misura.




Gli spazi lasciati vuoti, indicano che alcuni dati non sono stati reperibili nei manuali tecnici messi a disposizione dalle varie aziende, nonostante mi sia messo in contatto con loro diverse volte per ottenere il maggior numero di informazioni.

8 KW		DAIKIN ROTEX HPSU COMPACT	CLIVET GAIA L COMFORT	PANASONIC AQUAREA ALL IN ONE
				
FUNZIONAMENTO INVERNALE A7/W35				
potenza termica nominale	KW	7,78	8,54	9,00
potenza assorbita	KW		2,18	1,86
COP		4,6	3,91	4,85
LATO IMPIANTO				
portata acqua impianto	m³/h	2,4		0,66
prevalenza utile	mWC			
potenza assorbita pompa	W	45		93
LATO ESTERNO				
portata aria	m³/h			4608
pressione sonora ad 1 m	dB(A)	50		49
potenza assorbita ventilatore	KW			60
FUNZIONAMENTO ESTIVO A35/W18				
potenza frigorifera nominale	KW	5,22	8,05	7,00 (acqua a 7/12°C)
potenza elettrica assorbita	KW		2,22	1,90 (acqua a 7/12°C)
EER		3,65	3,61	3,17 (acqua a 7/12°C)
range temperature esterne per riscaldamento min/max	°C	-25/25	min -20	-20/35
range temperature esterne per ACS min/max	°C	-25/35		
range di temperature esterne per raffreddamento min/max	°C	10/43		16/43
range temperatura acqua di mandata per riscaldamento min/max	°C	15/55	max 60	25/55 (circuito), max 65 (al serbatoio, con res. elettr)
range temperatura acqua di mandata per raffreddamento min/max	°C	5/22		5/20
vaso di espansione	lt.	/		10
resistenza elettrica di integrazione	KW	optional	optional	di serie, 6 kw (max 80°)
tipo di refrigerante		R-410A	R-410A	R-410A
tipo di compressore/n° di compressori		swing ermetico	rotary inverter DC/1	motore elettrico Brushless ermetico, 4 poli (3 kw)
capacità serbatoio	lt.	300 (possibilità di avere il 500 l)	280	200
dimensioni unità interna (LxPxH)	mm	595x615x1951 (790x790x1951 se 500l)	630x800x2030	598x717x1800
peso unità interna	kg	87 (114 se usassi serbatoio da 500 l)		137 (netto)
dimensioni unità esterna (LxPxH)	mm	832x307x735	855x378x992	900x320x1340
peso unità esterna	kg	56		107 (da vuoto)

Tab. 6.2 - Comparazione pompe di calore aria-acqua con serbatoio, taglia 8 KW

12 KW		DAIKIN ROTEX HPSU COMPACT (11 KW)	CLIVET GAIA L COMFORT	PANASONIC AQUAREA ALL IN ONE
				
FUNZIONAMENTO INVERNALE A7/W35				
potenza termica nominale	KW	11,8	12,2	12,00
potenza assorbita	KW	2,64	3,13	2,53
COP		4,47	3,91	4,74
LATO IMPIANTO				
portata acqua impianto	m³/h	2,4		0,66
prevalenza utile	mWC			
potenza assorbita pompa	W	45		97
LATO ESTERNO				
portata aria	m³/h			4800
pressione sonora ad 1 m	dB(A)	50		50
potenza assorbita ventilatore	KW			60
FUNZIONAMENTO ESTIVO A35/W18				
potenza frigorifera nominale	KW	15,1	18,7	10,00 (acqua a 7/12°C)
potenza elettrica assorbita	KW	4,35	2,76	3,36 (acqua a 7/12°C)
EER		3,32	3,86	2,81 (acqua a 7/12°C)
range temperature esterne per riscaldamento min/max	°C	-25/35	min -20	-20/35
range temperature esterne per ACS min/max	°C	-20/35		
range di temperature esterne per raffreddamento min/max	°C	10/46		16/43
range temperatura acqua di mandata per riscaldamento min/max	°C	15/55	max 60	25/55 (circuito), max 65 (al serbatoio, con res. elettr)
range temperatura acqua di mandata per raffreddamento min/max	°C	5/22		5/20
vaso di espansione	lt.	/		10
resistenza elettrica di integrazione	KW	optional	optional	di serie, 6 kw (max 80°)
tipo di refrigerante		R-410A	R-410A	R-410A
tipo di compressore/n° di compressori		scroll ermetico	rotary inverter DC / 1	motore elettrico Brushless ermetico, 4 poli (3 kw)
capacità serbatoio	lt.	500	280	200
dimensioni unità interna (LxPxH)	mm	790x790x1951	630x800x2030	598x717x1800
peso unità interna	kg	116		137 (peso netto)
dimensioni unità esterna (LxPxH)	mm	900x320x1345	1038x410x1234	900x320x1340
peso unità esterna	kg	114		101 (peso netto)

Tab. 6.3 - Comparazione pompe di calore aria-acqua con serbatoio integrato, taglia 12 KW

16 KW		DAIKIN ROTEX HPSU COMPACT	CLIVET GAIA L COMFORT (17 KW)	PANASONIC AQUAREA ALL IN ONE
				
FUNZIONAMENTO INVERNALE A7/W35				
potenza termica nominale	KW	15,3	17,0	16,00
potenza assorbita	KW	3,73	4,35	3,71
COP		4,1	3,91	4,28
LATO IMPIANTO				
portata acqua impianto	m ³ /h	2,4		0,66
prevalenza utile	mWC			
potenza assorbita pompa	W	45		95
LATO ESTERNO				
portata aria	m ³ /h			4560
pressione sonora ad 1 m	dBA	60		53
potenza assorbita ventilatore	KW			60
FUNZIONAMENTO ESTIVO A35/W18				
potenza frigorifera nominale	KW	16,8	15,9	12,20 (acqua a 7/12°C)
potenza elettrica nominale	KW	6,18	4,38	4,75 (acqua a 7/12°C)
EER		2,72	3,64	2,57 (acqua a 7/12°C)
range temperature esterne per riscaldamento min/max	°C	-25/35	min -20	-20/35
range temperature esterne per ACS min/max	°C	-20/35		
range di temperature esterne per raffreddamento min/max	°C	10/46		16/43
range temperatura acqua di mandata per riscaldamento min/max	°C	15/55	max 60	25/55 (circuito); max 65 (al serbatoio, con res. elettr)
range temperatura acqua di mandata per raffreddamento min/max	°C	5/22		5/20
vaso di espansione	lt.	-		10
resistenza elettrica di integrazione	KW	optional	optional	di serie, 9 kw (max 80°)
tipo di refrigerante		R-410A	R-410A	R-410A
tipo di compressore/n° di compressori		scroll ermetico	rotary inverter DC / 1	motore elettrico Brushless ermetico, 4 poli (4,76 kw)
capacità serbatoio	lt.	500	280	200
dimensioni unità interna (LxPxH)	mm	790x790x1951	630x800x2030	598x717x1800
peso unità interna	kg	116		139 (peso netto)
dimensioni unità esterna (LxPxH)	mm	900x320x1345	1685x629x1137	900x320x1340
peso unità esterna	kg	114		119 (peso netto)

Tab. 6.4 - Comparazione pompe di calore aria-acqua con serbatoio integrato, taglia 16 KW

Sulla base dei dati raccolti, si è deciso di mantenere l'unità esterna e l'unità interna (per ciò che concerne la parte di circuito riguardante l'impianto di riscaldamento e raffreddamento) uguali a quelle del vecchio modello di pompa di calore aria-acqua modello "IDEA", in modo da evitare di sprecare risorse sia economiche che di personale aziendali, in quanto le caratteristiche del vecchio modello non sono inferiori a quelle della concorrenza.

Inoltre questo ci permette di essere competitivi sul mercato circa il prezzo di vendita del prodotto finito, posizionandoci anzi ad un costo inferiore rispetto agli impianti prodotti dai competitors.

Si è invece distinti per ciò che riguarda il lato sanitario dell'impianto, quindi sulla parte riguardante il termo accumulo sanitario ed i relativi scambiatori di calore interni, aspetto che si affronterà però nei capitoli successivi.

Capitolo 7: Descrizione e progettazione della pompa di calore aria-acqua con serbatoio integrato, a marchio Fiorini.

IDEA "COMPACT" è un sistema a pompa di calore aria-acqua, con termo accumulo integrato, splittato in una unità esterna (motocondensante DC-inverter) ed in una unità interna (IDEA) ideata per il riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria.

L'unità interna IDEA con serbatoio Puffer integrato, è dotata di controllo a microprocessore con software "Galileus" sviluppato da My Clima il quale gestisce e controlla il riscaldamento o il raffreddamento dell'acqua circolante nell'impianto e la produzione di acqua calda sanitaria.

Si presenta come una struttura compatta, di facile installazione, in cui la parte del circuito idronico è rivestita da un cappello di materiale polimerico termoplastico, mentre il serbatoio di accumulo, alloggiato sotto all'impianto idronico, è di forma cilindrica con diametro pari a 550 mm e capacità volumetrica pari a 250 l, realizzato in lamiera di acciaio al carbonio, verniciato esternamente, coibentato in poliuretano espanso rigido ad alta densità (PU) e rivestito esternamente in ecopelle stampata.

Nell'unità interna è presente poi un pannello di controllo con comandi a vista, modello pIDPRO acquistato direttamente dall'azienda produttrice Carel, che funge da interfaccia utente-macchina per la regolazione dei vari parametri dell'impianto.

L'unità esterna è costituita da una motocondensante con tecnologia ad inverter che consente, nel funzionamento invernale, di estrarre calore dall'aria esterna con la massima efficienza elevandone la temperatura ad un livello ottimale per il riscaldamento della casa; il calore viene trasferito all'unità interna attraverso il circuito del refrigerante.

Nel funzionamento estivo, invece, l'inversione del ciclo frigorifero consente di ottenere un piacevole raffrescamento.

L'unità esterna è protetta da una struttura in lamiera zincata e verniciata a polveri epossidiche; all'interno troviamo un ventilatore assiale con pale a profilo alare, un compressore di tipo DC INVERTER Brushless, il cui vano è accessibile tramite pannelli removibili, uno scambiatore di calore a piastre saldobrasate, una valvola di espansione con relativa bobina, una valvola deviatrice a quattro vie, un motorino elettrico che tiene in rotazione ventilatore e compressore ed un quadro elettrico realizzato in conformità con le normative europee vigenti.

7.1 Unità esterna

L'unità esterna (UE) preleva calore dalla sorgente esterna, in questo caso aria, attraverso il circuito del fluido frigorifero.

Un ventilatore assiale "aspira" aria, la quale attraversa uno scambiatore di calore realizzato in tubi di rame ed alette in alluminio e cede così calore al fluido frigorifero (R-410a) che evapora; questo viene aspirato dal compressore, compresso ed inviato verso l'unità interna, nella quale cederà calore all'acqua dell'impianto di riscaldamento e/o all'acqua tecnica del termo accumulo, aspetto di cui si parlerà nel paragrafo successivo.

Le unità esterne della serie N-i-SHWAK/WP V2 sono prodotte in lamiera zincata a caldo e verniciata con polveri poliuretaniche in forno a 180°C per assicurare la migliore resistenza agli agenti atmosferici. La carpenteria è autoportante con pannelli removibili per agevolare l'ispezione e la manutenzione dei componenti interni. Tutte le viti ed i rivetti per installazione esterna sono in acciaio zincato.

La tecnologia ad Inverter è integrata in questa unità e rappresenta il massimo oggi disponibile per la climatizzazione di ambienti.

La tecnologia Inverter si basa su un dispositivo elettronico che consente di variare la frequenza di alimentazione e di "modulare" la potenza erogata; in questo modo è possibile regolare liberamente la velocità di rotazione del compressore e variare quindi il suo regime di carico a seconda delle reali esigenze. Questo dispositivo elimina la sequenza di accensioni/arresti necessari ai climatizzatori tradizionali per portare e mantenere l'ambiente alla temperatura impostata.

Grazie alla tecnologia Inverter, il sistema di climatizzazione si adatta automaticamente migliorando così i livelli di comfort ambientale.

Potendo variare la frequenza, inizialmente il compressore viene sfruttato alla massima potenza per portare la temperatura al livello desiderato in circa 1/3 del tempo necessario ai normali climatizzatori (sia in modalità riscaldamento, che in modalità raffreddamento).

Una volta raggiunta poi la temperatura impostata il climatizzatore mantiene una temperatura interna costante, con un eventuale scostamento massimo di 0,5°C, anche quando la temperatura esterna cambia, riducendo così al minimo le escursioni rispetto al parametro impostato.

Questa tecnologia evita quindi inutili sprechi e consente un risparmio energetico di oltre il 40% rispetto i climatizzatori "on/off".

Quindi, riassumendo, i vantaggi della tecnologia ad Inverter sono:

- raggiungimento più rapido della temperatura interna desiderata;
- tempi di avviamento ridotti di 1/3;
- grande risparmio di energia e di denaro: 40% in meno di consumo energetico;
- riduzione al minimo dei cicli di avvio/arresto del compressore con conseguente assenza di picchi di tensione;
- costi per il consumo energetico ridotti di 1/3 (rispetto alle normali unità on/off);
- nessuna escursione di temperatura.

Di seguito si riporta un grafico semplificato, figura 7.1, che mostra l'andamento della temperatura interna all'edificio in funzione del tempo, nel caso di tecnologia con e senza inverter e si può notare come con la tecnologia inverter DC, la temperatura presenti oscillazioni molto minori, ovvero ΔT minore.

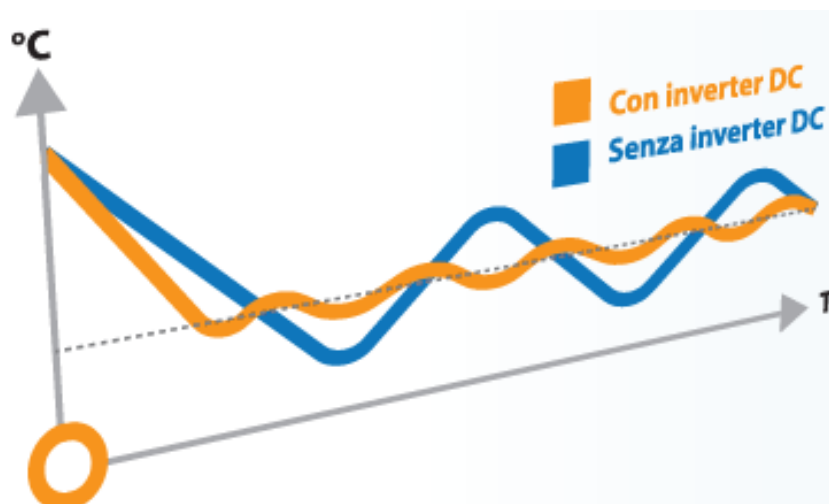


Fig. 7.1 - Andamento della temperatura interna, con inverter DC e senza inverter DC

L'unità esterna è costituita dai seguenti componenti:

- un ventilatore assiale;
- un motore elettrico per il ventilatore;
- un evaporatore a batteria alettata;
- una staffa come supporto per il motore;
- un trasduttore;
- un compressore;
- una valvola a 4 vie;
- una bobina per la valvola a 4 vie;
- una valvola di espansione.

Di seguito, in figura 7.2, si riporta un esploso della motocondensante, con tutti gli elementi sopraelencati e relativa legenda.

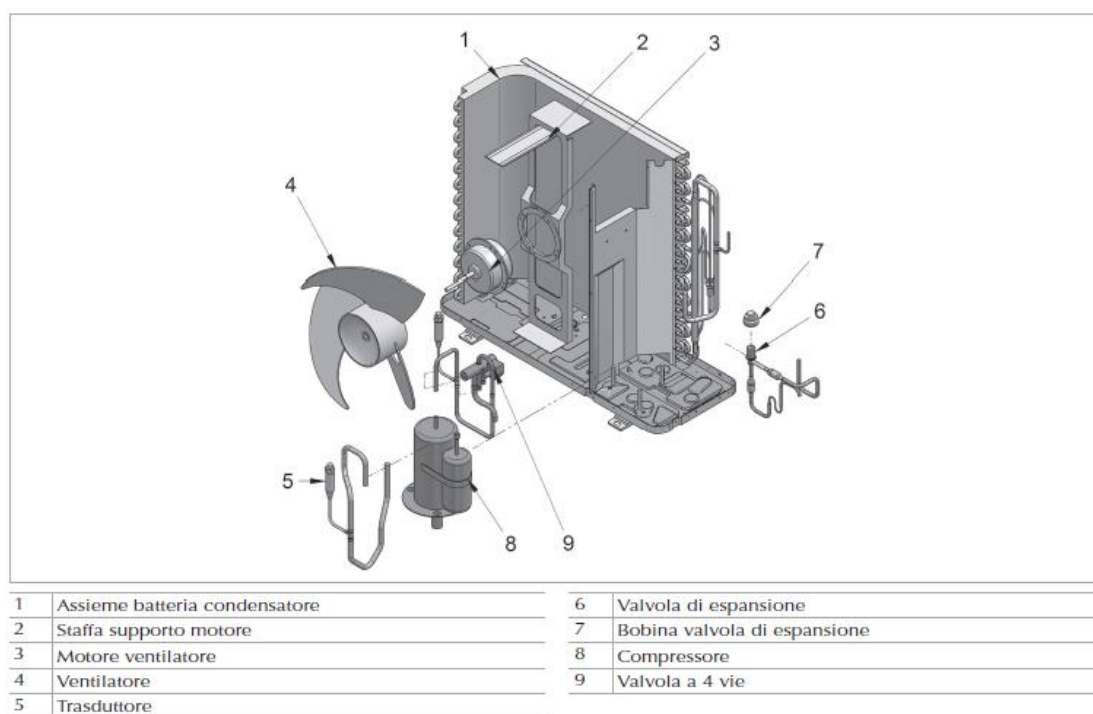


Fig. 7.2 - Esploso della motocondensante e relativi componenti.

7.1.1 Il ventilatore

Un ventilatore è macchina operatrice rotante che trasmette al fluido che la attraversa una determinata energia sotto forma di aumento di pressione, per le quali il rapporto tra la pressione totale alla mandata e la pressione totale all'aspirazione non supera il valore di 1,2 (rapporto di compressione massimo). I ventilatori possono essere classificati in base alla pressione totale che essi elaborano e possono essere quindi:

- ventilatori assiali, a bassa pressione, $p_t < 100$ [Pa] e $k = 2,4 \div 7$;
- ventilatori centrifughi a tamburo (media pressione), $p_t = 100 \div 400$ [Pa] e $k = 0,8 \div 2,4$;
- ventilatori centrifughi a girante palettata (alta pressione), $p_t = 2000 \div 4000$ [Pa] e $k = 0,82 \div 0,8$

dove p_t è la differenza tra la pressione totale alla mandata e quella all'aspirazione e k è il numero caratteristico di macchina.

I ventilatori assiali, come quello presente nella nostra motocondensante, sono adottati solitamente nella versione a singolo stadio, per rapporti di compressione fino a 1,05 e numero caratteristico di macchina $k = 2,4 \div 7$.

Le pressioni tipiche sono dell'ordine di 1 KPa e le portate possono raggiungere i 300 m³/s.

Uno schema di un generico ventilatore assiale è riportato in figura 7.3.

Uno stadio di un ventilatore assiale si compone di:

- G : girante palettata ($z_G = 4 \div 12$) con pale a profilo aerodinamico;
- P : pre-distributore palettato;
- R : raddrizzatore.

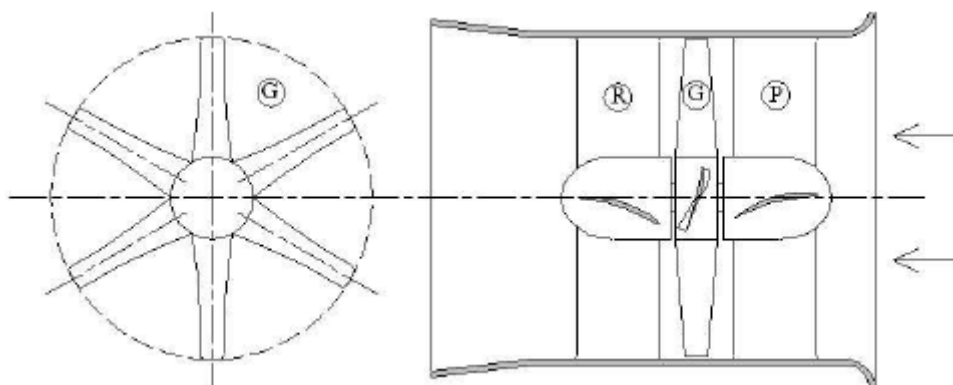


Fig. 7.3 - Schema di un ventilatore assiale [14]

Nelle applicazioni più comuni si trova installato un solo palettamento statorico (pre-distributore o raddrizzatore), mentre nelle configurazioni più semplici è presente solo la girante; è possibile, seppur rara, anche l'installazione di 2 giranti controrotanti.

Il motore elettrico di azionamento può essere inserito direttamente nel mozzo del pre-distributore (o del raddrizzatore) oppure essere esterno.

In quest'ultimo caso, il moto alla girante è trasmesso per mezzo di una cinghia.

Hanno un numero di pale variabile tra 3 e 6.

Nei ventilatori assiali il rapporto tra il diametro del mozzo ed il diametro esterno della girante (D_M/D_G) varia tra 0,3 e 0,7, diminuendo all'aumentare di k . [14]

Le pale quindi risultano molto allungate e necessitano di una forte svergolatura.

I rendimenti sono tipicamente dell'ordine di 0,75 per ventilatori assiali senza palettamenti fissi, fino a valori massimi nell'intorno di 0,85÷0,9 per grossi ventilatori con pale profilate e raddrizzatore.

Le curve caratteristiche di funzionamento dei ventilatori assiali hanno andamento dipendente dal tipo di palettamento, così come illustrato negli esempi in figura 7.4.

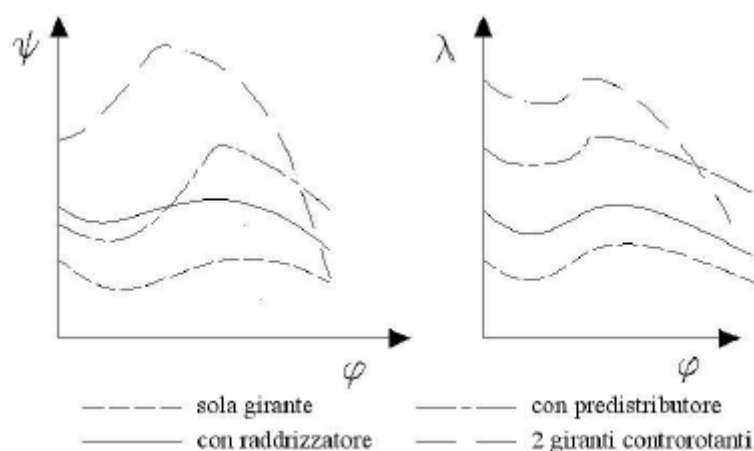


Fig. 7.4 - Curve caratteristiche adimensionali per ventilatori assiali con diversi palettamenti. [14]

Al di sotto di un certo valore della cifra di flusso ϕ si manifestano fenomeni di instabilità dovuti al distacco della vena fluida dai profili palari della girante (stallo e pompaggio).

La potenza assorbita, nel campo di funzionamento stabile, decresce all'aumentare di ϕ .

Il ventilatore assiale montato sulla motocondensante della nostra pompa di calore, è realizzato in materiale plastico, con pale a profilo alare; è bilanciato staticamente e dinamicamente e fornito completo di griglia di protezione nel

rispetto della normativa EN 60335 (sicurezza degli apparecchi elettrici d'uso domestico e similare).

Il motore elettrico utilizzato per tenere in rotazione l'albero del ventilatore è di tipo Brushless modulante ad 8 poli (200/1000 giri/min), direttamente accoppiato ed equipaggiato di protezione termica integrata e con grado di protezione IP X4. Di seguito, nella tabella 7.1, si riportano alcune caratteristiche tecniche del motore elettrico del ventilatore.

Motore ventilatore	Tipo		Motore DC Brushless	Motore DC Brushless	Motore DC Brushless	Motore DC Brushless
			1	1	2	2
	Numero					
	Potenza nominale assorbita	kW	0.156	0.188	0.180 (x2)	0.180 (x2)
	Corrente nominale assorbita	A	0.48	0.57	0.55 (x2)	0.55 (x2)
	Velocità	r/min	900	900	1000	1000
	Portata d'aria massima	m ³ /s	1.08	1.63	2.11	2.59

Fig. 7.1 - Dati tecnici del motore del ventilatore.[15]

7.1.2 Scambiatore di calore a batteria alettata

Gli scambiatori d'aria sono realizzati in tubi di rame ed alette in alluminio; i tubi di rame hanno un diametro di 7 mm nei modelli 07 e 09 e di 5/16" nei modelli 12 e 16, lo spessore delle alette di alluminio è di 0,1 mm.

I tubi sono mandrinati meccanicamente nelle alette di alluminio per aumentare il fattore di scambio termico. La geometria di questi scambiatori consente un basso valore di perdite di carico lato aria e quindi la possibilità di utilizzare ventilatori a basso numero di giri (con conseguente riduzione della rumorosità della macchina).

Per la descrizione dello scambiatore di calore a batteria alettata, si riporta al sottoparagrafo 4.2.5 del capitolo 4.

7.1.3 Compressori a palette (rotary), twin rotary e scroll.

I compressori a palette, detti anche rotary, sono compressori volumetrici con camera operatrice a volume variabile, costruttivamente simili alle pompe a palette.

Infatti, sono essenzialmente costituiti da un involucro cilindrico all'interno del quale ruota, eccentrico, un tamburo sul cui corpo sono praticate scanalature radiali all'interno delle quali scorrono le palette, figura 7.5.

Queste ultime, fuoriescono e vanno a strisciare contro le pareti interne dell'involucro grazie alla forza centrifuga indotta dalla rotazione del tamburo.

Se le pressioni non superano i 3 ÷ 4 bar si utilizza un solo stadio, altrimenti si possono anche impiegare due compressori in serie con raffreddamento intermedio della carica.

La portata elaborata da questo tipo di compressori si calcola come:

$$Q = \eta_v \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \frac{n l}{60}$$

dove D è il diametro interno dell'involucro, d è il diametro del rotore, l la lunghezza assiale (o larghezza delle palette), n la velocità di rotazione in giri/min ed $\eta_v \approx 0,6$ il rendimento volumetrico.

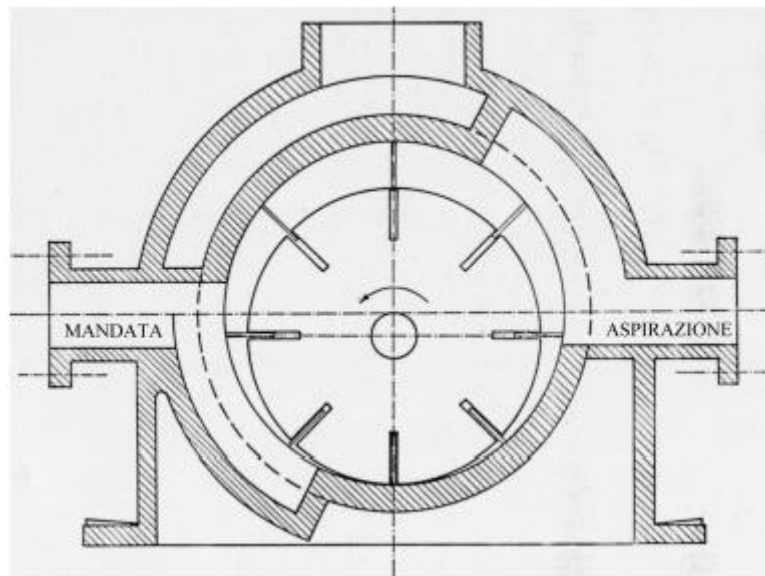


Fig. 7.5 - Schema di un compressore volumetrico rotativo a palette.[16]

Le portate tipiche arrivano ad un massimo di 2500 m³/h con potenze variabili tra 0,2 e 500 KW, con raffreddamento ad acqua per le potenze maggiori.

In figura 7.6, sono riportate le curve delle prestazioni di questo tipo di compressore.

All'aumentare del numero di giri n , aumenta la tenuta che le palette esercitano sulla cassa, quindi aumenta il rendimento volumetrico ma anche gli attriti e quindi la potenza dissipata.

L'andamento del rendimento effettivo al variare di n è simile a quello del rendimento volumetrico; è invece diverso se si considera la dipendenza dalla pressione di mandata: all'aumentare della pressione diminuisce il rendimento volumetrico, la potenza aumenta e il rendimento effettivo presenta un andamento a massimo.

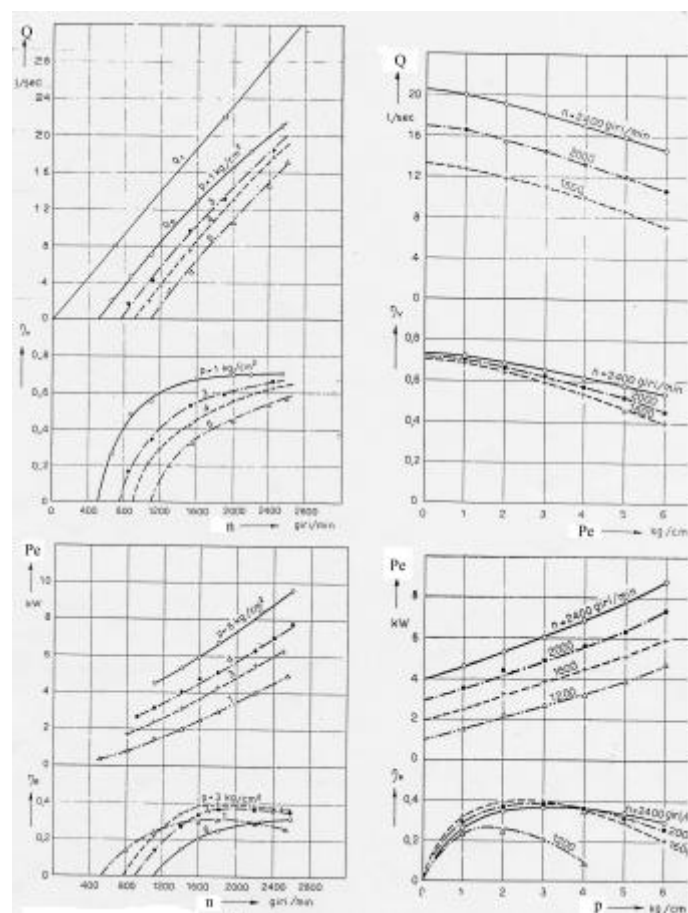


Fig. 7.6 - Curve caratteristiche di un compressore volumetrico rotativo a palette [16]

Nel grafico in alto a sinistra sono riportati la portata teorica ed il rendimento volumetrico al variare del numero di giri, nel grafico in alto a destra sono mostrati la portata effettiva ed il rendimento volumetrico al variare della pressione di mandata p_e , in quello in basso a sinistra la potenza effettiva ed il rendimento effettivo al variare del numero di giri ed infine, nell'ultimo grafico, la potenza effettiva ed il rendimento effettivo al variare della pressione di mandata. Il calore generato dalla compressione viene controllato dall'iniezione di olio pressurizzato.

L'aria ad alta pressione viene mandata attraverso il foro di uscita, mentre le tracce di olio residue vengono eliminate dal separatore d'olio finale.

Per la circolazione del lubrificante non è necessaria alcuna pompa ed un film d'olio sulla superficie interna dello statore evita il contatto diretto delle parti in movimento, limitandone l'usura.

Nel compressore a palette non esistono forze assiali che spingono il rotore contro i coperchi e quindi non è necessario l'utilizzo di cuscinetti reggispira per controllarne la posizione.

Il rotore è supportato da bronzine di durata praticamente illimitata.

L'accoppiamento gruppo pompante - motore elettrico è garantito da giunto elastico con rapporto di trasmissione 1:1 (accoppiamento diretto).

La separazione dell'olio dall'aria si realizza in tre stadi (meccanico, variazione di flusso e filtri coalescenti) e consente un consumo di lubrificante eccezionalmente basso.

Una tipologia più evoluta di compressore rotary, è il "twin rotary", che presenta due eccentrici in rotazione contrapposta che permettono una riduzione della rumorosità e delle vibrazioni generate rendendo questi compressori un'alternativa spesso preferibile ai compressori scroll, più costosi ed ingombranti.

I twin rotary presentano inoltre incrementata efficienza energetica e la stessa economicità della versione tradizionale; questo ne ha aperto l'utilizzo in applicazioni a maggiore capacità frigorifera (sino ai 50 kW) con risultati significativi anche in ambito industriale.

Il top della tecnologia rotary viene raggiunto con i compressori dotati di inverter e motore brushless DC, come nel nostro caso.

Attualmente sono i compressori con il miglior rapporto capacità/ingombro essendo in grado di raggiungere i 7800 giri/min di rotazione contro i 5400-6600 tipicamente raggiunti dai compressori scroll.

In figura 7.7 si riporta una immagine schematica di un compressore volumetrico rotativo di tipo "twin rotary".

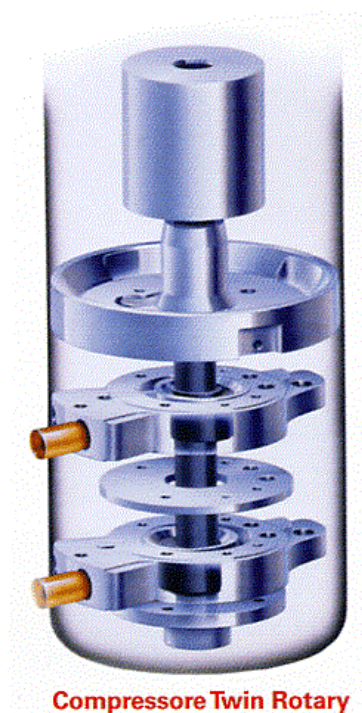


Fig. 7.7 - Compressore "twin rotary" [16]

Infine, nelle motocondensanti modello 16, ovvero taglia 16 KW, troviamo equipaggiato il compressore scroll DC inverter.

Per la descrizione ed il funzionamento di tale compressore, si riporta al paragrafo 4.1 del capitolo 4.

Nella tabella 7.2, vengono raccolti i dati principali e le caratteristiche tecniche del compressore, in base al tipo di modello di motocondensante, in particolare in base alla taglia.

CARATTERISTICHE TECNICHE		Unità di misura	Modello N-I-SHWAK V2			
			07	09	12	16
Compressore	Tipo		Rotary DC Inverter	Rotary DC Inverter	Twin Rotary DC inverter	Scroll DC inverter
	Numero		1	1	1	1
	Potenza ass. in raffreddamento (1)	kW	1,25	2,16	2,73	3,42
	Potenza ass. in raffreddamento (2)	kW	1,21	2,10	2,59	3,32
	Potenza ass. in riscaldamento (3)	kW	1,36	2,26	2,90	3,59
	Potenza ass. in riscaldamento (4)	kW	1,18	2,00	2,44	3,14
	Olio refrigerante (tipo, quantità)	mL	ESTER OIL VG74, 480	ESTER OIL VG74, 820	FV50S, 1070	FV50S/1400

Tab 7.2 - Caratteristiche tecniche del compressore montato sui vari modelli di motocondensante.[15]

Prestazioni riferite alle seguenti condizioni:

- (1) Raffreddamento: temperatura aria esterna 35°C; temperatura acqua ing./usc. 12/7°C.
- (2) Raffreddamento: temperatura aria esterna 35°C; temperatura acqua ing./usc. 23/18°C.
- (3) Riscaldamento: temperatura aria esterna 7°C b.s. 6°C b.u.; temperatura acqua ing./usc. 40/45°C.
- (4) Riscaldamento: temperatura aria esterna 7°C b.s. 6°C b.u.; temperatura acqua ing./usc. 30/35°C, dove b.s e b.u stanno per bulbo secco e bulbo umido, rispettivamente.

7.1.4 Il circuito frigorifero

Il circuito frigorifero è realizzato utilizzando componenti di primarie aziende internazionali e secondo la norma UNI EN 13134 riguardante i processi di saldo-brasatura. Il gas refrigerante utilizzato è l'R410A.

Il circuito frigorifero include: valvola inversione ciclo a 4 vie, valvola di espansione elettronica, separatore di liquido (modelli 09, 12 e 16), separatore d'olio (modelli 12 e 16), ricevitore di liquido, valvole ispezione per manutenzione e controllo, dispositivo di sicurezza secondo normativa PED (pressostato di alta pressione), trasduttori di pressione per regolare accuratamente la pressione di evaporazione e di condensazione, filtri per evitare ostruzioni della valvola di laminazione, rubinetti SAE per linea liquido e gas.

Di seguito, in tabella 7.3, si riassumono alcune proprietà ed indicazioni riguardanti il fluido frigorifero utilizzato.

Denominazione:	R410A (50% Difluorometano (R32); 50% Pentafluoroetano (R125).
INDICAZIONE DEI PERICOLI	
Maggiori pericoli:	Asfissia.
Pericoli specifici:	La rapida evaporazione può causare congelamento.
MISURE DI PRONTO SOCCORSO	
Informazione generale:	Non somministrare alcunché a persone svenute.
Inalazione:	Trasportare all'aria aperta. Ricorrere all'ossigeno o alla respirazione artificiale se necessario. Non somministrare adrenalina o sostanze simili.
Contatto con gli occhi:	Sciacquare accuratamente con acqua abbondante per almeno 15 minuti e rivolgersi ad un medico.
Contatto con la pelle:	Lavare subito abbondantemente con acqua. Togliersi di dosso immediatamente gli indumenti contaminati.
MISURE ANTINCENDIO	
Mezzi di estinzione:	Qualunque.
Pericoli specifici:	Aumento della pressione.
Metodi specifici:	Raffreddare i contenitori con spruzzi d'acqua.
MISURE IN CASO DI FUORIUSCITA ACCIDENTALE	
Precauzioni individuali:	Evacuare il personale in aree di sicurezza. Prevedere una ventilazione adeguata. Usare mezzi di protezione personali.
Precauzioni ambientali:	Evapora
Metodi di pulizia:	Evapora
MANIPOLAZIONE E STOCCAGGIO	
Manipolazione misure/precauzioni tecniche:	Assicurare un sufficiente ricambio di aria e/o un'aspirazione negli ambienti di lavoro.
consigli per l'utilizzo sicuro:	Non respirare vapori o aerosol.
Stoccaggio:	Chiudere accuratamente e conservare in un luogo fresco, asciutto e ben ventilato. Conservare nei contenitori originali. Prodotti incompatibili: esplosivo, materiali infiammabili, Organic peroxide
CONTROLLO DELLA ESPOSIZIONE/PROTEZIONE INDIVIDUALE	
Parametri di controllo:	AEL (8-h e 12-h TWA) = 1000 ml/m3 per ciascuno dei due componenti.
Protezione respiratoria:	Per il salvataggio e per lavori di manutenzione in serbatoi usare un apparato respiratore autonomo. I vapori sono più pesanti dell'aria e possono provocare soffocamento riducendo l'ossigeno disponibile per la respirazione.
Protezione degli occhi:	Occhiali di sicurezza.
Protezione delle mani:	Guanti di gomma.
Misure di igiene:	Non fumare.
PROPRIETÀ FISICHE E CHIMICHE	
Colore:	Incolore.
Odore:	Leggero.
Punto di ebollizione:	-52.8°C a press. atm.
Punto di accensione:	Non si infiamma.
Densità:	1.08 kg/l a 25°C.
Solubilità nell'acqua:	Trascurabile.

STABILITÀ E REATTIVITÀ	
Stabilità:	Nessuna reattività se impiegato con le apposite istruzioni.
Materie da evitare:	Materiali altamente ossidanti. Incompatibile con magnesio, zinco, sodio, potassio e alluminio. L'incompatibilità è resa più grave se il metallo è presente sotto forma di polveri o se le superfici sono state, di recente, non protette.
Prodotti di decomposizione pericolosi:	Questi prodotti sono composti alogenati, acido fluoridrico, ossidi di carbonio (CO, CO ₂), alogenuri di carbonile.
INFORMAZIONI TOSSICOLOGICHE	
Tossicità acuta:	(R32) LC50/inalazione/4 ore/su ratto >760 ml/l
Effetti locali:	Concentrazioni sostanzialmente al di sopra del TLV possono causare effetti narcotici. Inalazione di prodotti in decomposizione ad alta concentrazione possono causare insufficienza respiratoria (edema polmonare).
Tossicità a lungo termine:	Non ha mostrato effetti cancerogeni, teratogeni o mutageni negli esperimenti su animali.
INFORMAZIONI ECOLOGICHE	
Potenziale di riscaldamento globale	1730
GWP (R11=1):	
Potenziale di depauperamento dell'ozono ODP (R11=1):	0
Considerazioni sullo smaltimento:	utilizzabile con ricondizionamento.

Tab. 7.3 - Scheda informativa del fluido refrigerante R410A [15]

In figura 7.8 ed in figura 7.9 si riportano gli schemi frigoriferi delle pompe di calore modelli 07, 09 e 12,16 rispettivamente, con legenda sulla componentistica del circuito.

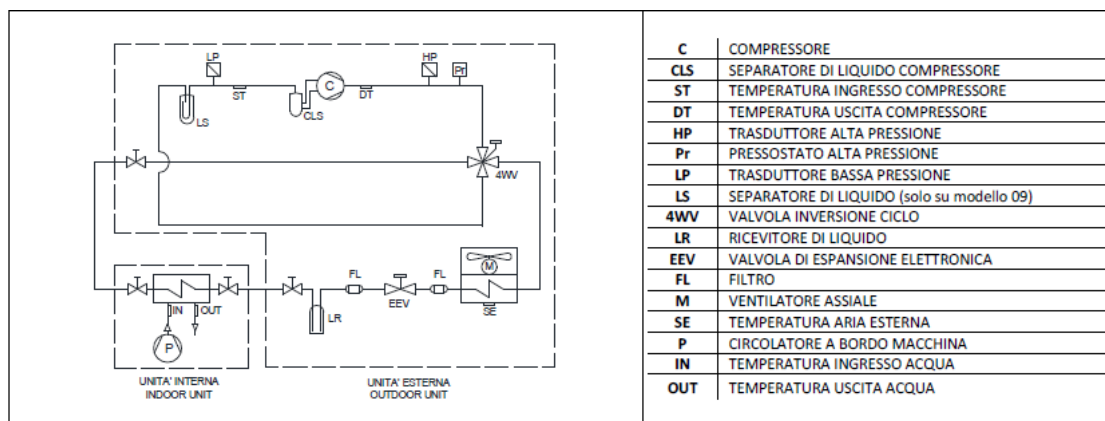


Fig. 7.8 - Schema frigorifero, modelli 07 e 09 [15]

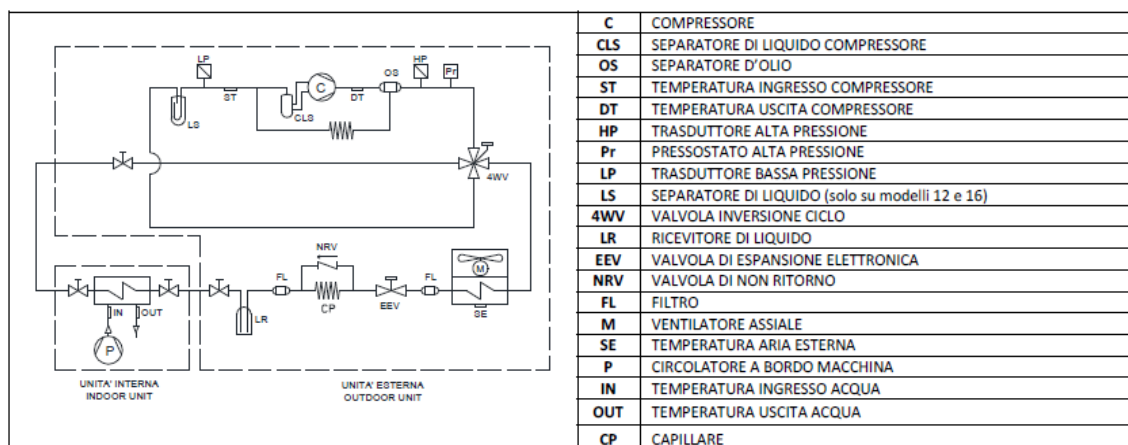


Fig. 7.9 - Schema frigorifero, modelli 12 e 16. [15]

Nella tabella 7.4 si riportano ulteriori informazioni riguardanti il refrigerante, le tubazioni del circuito frigorifero ed i relativi attacchi, in funzione del modello di pompa di calore.

CARATTERISTICHE TECNICHE		Unità di misura	Modello N-i-SHWAK V2			
			07	09	12	16
Refrigerante	Tipo		R410A	R410A	R410A	R410A
	Quantità refrigerante (5)	kg	1.35	1.90	3.50	3.40
	Pressione di progetto (alta/bassa)	MPa	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5
Tubazioni refrigerante	Lato liquido / Lato gas	mm	6.35/12.7	9.53/15.9	9.53/15.9	9.53/15.9
	Max. Lunghezza tubo refrigerante	m	25	30	30	30
	Max. dislivello	m	15	15	20	20
Circuito frigorifero	Attacchi lato liquido	inch	1/4" SAE	3/8" SAE	3/8" SAE	3/8" SAE
	Attacchi lato gas	inch	1/2" SAE	5/8" SAE	5/8" SAE	5/8" SAE

Tab. 7.4 - Caratteristiche tecniche fluido frigorifero [15]

7.2 Unità interna

All'unità interna, chiamata così perchè installata appunto all'interno dell'edificio, arriva il circuito frigorifero tramite apposite tubazioni; qui il fluido frigorifero, ad alta pressione ed alta temperatura in arrivo dal compressore, cede poi calore tramite uno scambiatore di calore all'acqua tecnica dell'impianto idronico, la quale viene indirizzata attraverso una valvola deviatrice a tre vie all'impianto di riscaldamento (o raffrescamento nel caso di inversione del ciclo) oppure al serbatoio Puffer integrato, nel caso in cui si debba ottenere acqua calda sanitaria.

Il tutto è gestito appunto dal kit compreso nel sistema, avente come componente principale la valvola deviatrice a tre vie, gestita direttamente dal software Galileus, che sulla base del set point di temperatura impostato svolge la funzione di produzione di ACS o acqua calda a bassa temperatura per l'impianto di riscaldamento o acqua refrigerata per l'impianto di condizionamento estivo, il tutto con priorità al sanitario.

Infatti, nel caso in cui il set point di temperatura impostato per i sanitari dovesse calare, la valvola devierebbe la trasmissione di calore dall'impianto al termo accumulo, in modo da garantire sempre la giusta temperatura ad i sanitari, aspetto ben più importante rispetto al riscaldamento dell'edificio.

Una volta attraversato quindi il condensatore (nel caso di riscaldamento) o l'evaporatore (nel caso di raffrescamento), il fluido frigorifero sarà condensato e quindi la sua temperatura calerà, mantenendo comunque alta la pressione; per abbassare quest'ultima e poter tornare allo scambiatore presente nell'unità esterna, deve attraversare la valvola di espansione presente nell'unità esterna. Il ciclo potrà così riprendere dall'inizio.

L'unità interna della pompa di calore "IDEA COMPACT" è comune a tutte le taglie delle motocondensanti, in modo da facilitare la fornitura dei suoi componenti, ridurre sensibilmente i codici presenti in magazzino e ridurre quindi in generale i costi; prevede poi l'integrazione di un serbatoio Puffer per il termo accumulo di acqua tecnica, avente capacità volumetrica di 250 l per tutte e quattro le versioni da 6-8-12-16 KW, diametro 550 mm e 710mm compreso di coibentazione e rivestimento esterno.

Calettata sul serbatoio, vi è la parte del circuito della pompa di calore descritta in precedenza, protetta da un involucro in termoplastico, ottenuto tramite tecnologia rotazionale e facilmente smontabile per garantire una manutenzione agevole e veloce dell'impianto.

L'unità interna è composta quindi dai seguenti organi:

- valvola di sicurezza;
- flussostato;
- vaso di espansione;
- filtro a rete;
- quadro elettrico;
- software Galileus ed interfaccia utente-macchina pLDPRO (hardware);
- scambiatore di calore a piastre saldo-brasato;
- termostato di sicurezza a riarmo manuale;
- termostato di sicurezza a riarmo automatico;
- valvola di sfiato igrometrica;
- collettore per montaggio resistenza optional;
- pompa idraulica (circolatore);
- valvola deviatrice impianto/sanitario;
- pressostato differenziale.

7.2.1 La pompa idraulica



Fig. 7.10 - Circolatore Grundfos UPM3 FLEX AS [17]

In figura 7.10 è riportata una immagine della pompa idraulica (o circolatore) montata nell'unità interna della pompa di calore Idea Compact.

La pompa, acquistata direttamente dall'azienda Grundfos, presenta la possibilità di controllare la velocità tramite un motore a commutazione elettronica (ECM) con rotori a magneti permanenti e convertitore di frequenza; utilizza un massimo di potenza elettrica inferiore all' 87% rispetto ai circolatori a velocità costante convenzionali, un massimo di potenza elettrica inferiore al 68% rispetto ai circolatori convenzionali a velocità controllata ed utilizza fino al 25% in meno di energia elettrica rispetto alla prima generazione di pompe dotate di questa tecnologia.

I circolatori UPM3 FLEX AS sono controllati tramite una modulazione del segnale a larghezza di impulso a bassa tensione digitale (PWM), il che significa che la velocità di rotazione dipende del segnale di ingresso.

In figura 7.11 viene rappresentato l'esploso della pompa idraulica in questione, mentre in figura 7.12 ne viene rappresentata la sezione.

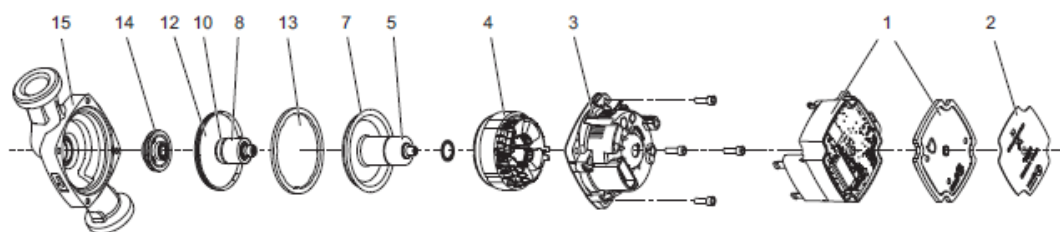


Fig. 7.11 - Esploso della pompa idraulica Grundfos UPM3 FLEX AS [17]

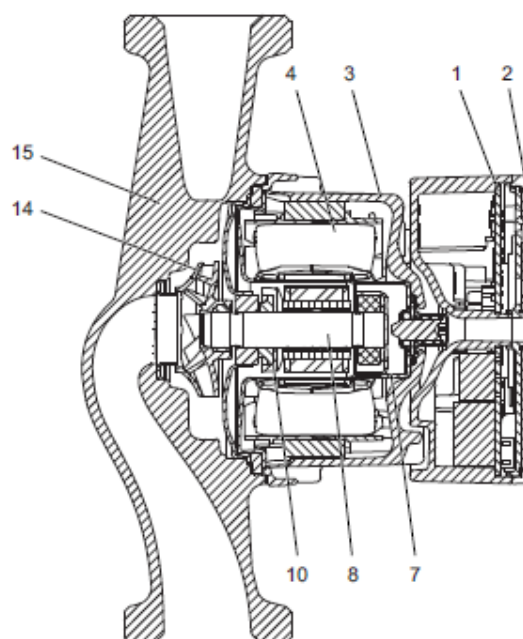


Fig. 7.12 - Sezione della pompa idraulica Grundfos UPM3 FLEX AS [17]

Nella tabella 7.5 viene riportata la descrizione dei componenti della pompa idraulica, con riferimento all'esploso di figura 7.11 e dei materiali da essi costituiti.

Pos.	Component	Material	EN/DIN
1	Control box	Composite PC-GF10 FR	
	Control electronics	PCB with SMD components	
	Control box heat sink	Aluminium	
2	Front foil	LEXAN 8A13F	
3	Stator housing	Aluminium, silumin	
4	Stator	Copper wire	
	Stator lamination	Laminated iron	
5	Push deblocking device		
	Plunger	Stainless steel	1.4404
	Spring	Stainless steel	1.4310
	Housing for spring	Stainless steel	1.4401
	Guide disc	Stainless steel	1.4401
	Housing for sealing	Stainless steel	1.4401
	Sealing	EPDM	
6	Radial bearing	Ceramics	
7	Rotor can	Stainless steel	1.4401
8	Shaft	Ceramics	
9	Rotor	NdFeB	
	Rotor tube	Stainless steel	1.4521
	Rotor cladding	Stainless steel	1.4401/ 1.4301
	Bush	Stainless steel	1.4301
10	Thrust bearing	Carbon	
	Thrust bearing retainer	EPDM	
11	Screws	Steel, eco-lubric coated	
12	Bearing plate	Stainless steel	1.4301
13	Gasket	EPDM	
14	Impeller	Composite/PES 30 % GF	
15	Pump housing	Cast iron GG15	EN-GJL-150
16	Neck ring	Stainless steel	1.4301

Tab. 7.5 - Descrizione dei componenti della pompa idraulica [17]

In figura 7.13 viene riportato il disegno tecnico della pompa idraulica e ne vengono evidenziate le dimensioni, che saranno riportate di seguito.

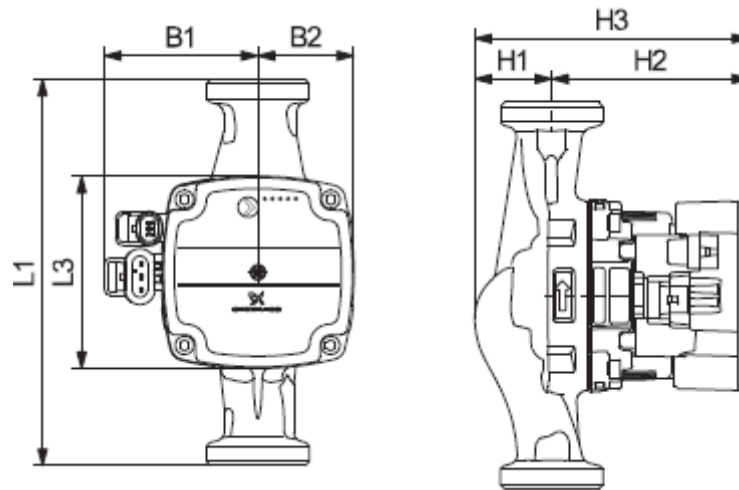


Fig. 7.13 - Dimensioni pompa idraulica Grundfos UPM3 FLEX AS [17]

Dimensioni in mm:

L1= 130

L3= 90

B1= 72

B2= 45

H1= 36

H2= 92

H3= 128

Nel complesso la pompa di calore pesa 1,8 kg.

Di seguito poi si riportano due grafici, figura 7.14 e figura 7.15, rappresentanti la pressione in [kPa], la prevalenza in [m] e la potenza in [W] in funzione della portata di fluido in [m³/h].

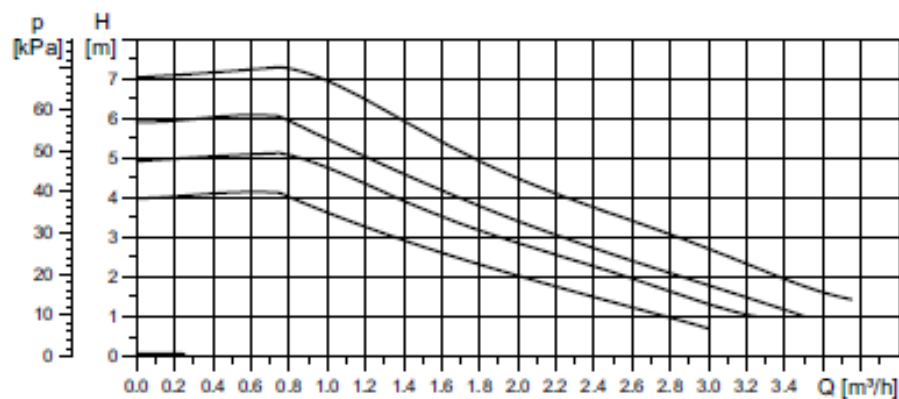


Fig. 7.14 - Pressione e prevalenza in funzione della portata di fluido [17]

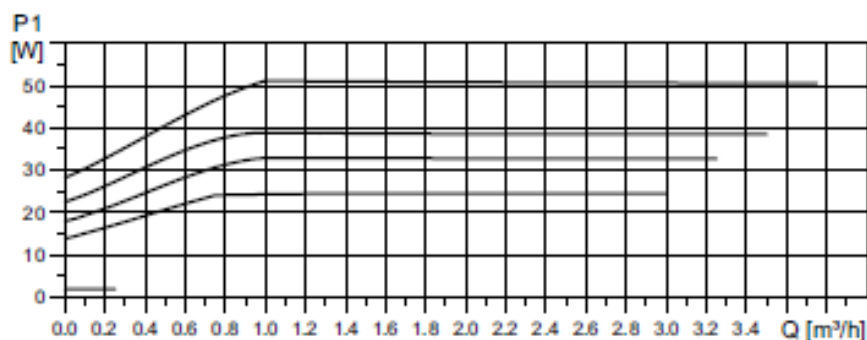


Fig. 7.15 - Potenza in funzione della portata di fluido [17]

7.2.2 Kit deviatrice impianto/sanitario

La valvola deviatrice, gestita direttamente dal controllo elettronico sulla base del set-point impostato, svolge la funzione di produzione di acqua calda sanitaria o produzione di acqua calda e fredda, in bassa temperatura, per l'impianto.

Il tutto con priorità sanitario.

Essa infatti devia il flusso il flusso caldo o freddo verso l'impianto nel caso di riscaldamento/raffrescamento oppure verso il termo accumulo nel caso di produzione di acqua calda sanitaria, garantendo comunque la priorità alla produzione di ACS per un maggior comfort degli utenti.

L'apparecchio è conforme alle normative:

- Direttiva bassa tensione : 73/23/ CEE;
- Compatibilità elettromagnetica : 89/336/CEE.

Il kit è fornito confezionato in una scatola identificata con un'etichetta che riporta la denominazione ed il codice del prodotto.

All'interno del kit troviamo (figura 7.16):

- A. Valvola deviatrice sanitario;
- B. Tubo di raccordo;
- C. Gomito in ottone MF 1";
- D. Tubo di raccordo;
- E. Tubo di raccordo;
- F. Guarnizioni per bocchettoni 1/2";
- G. Foglio istruzioni.

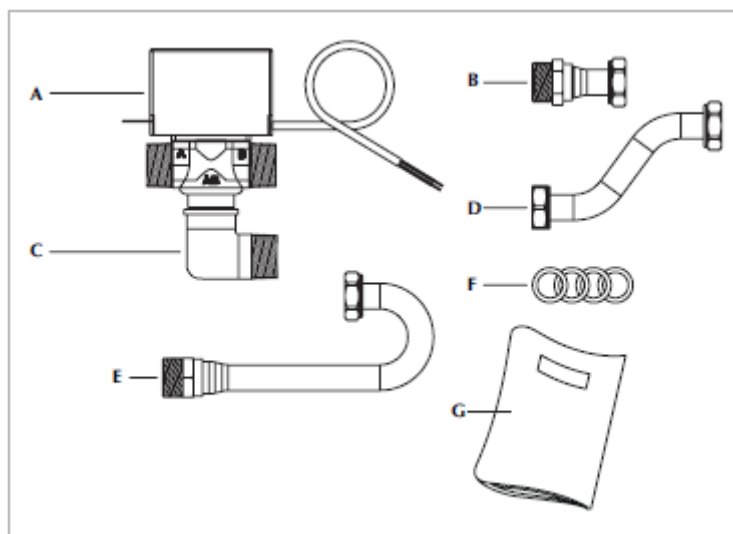


Fig. 7.16 - Kit valvola deviatrice [18]

Di seguito nella tabella 7.6 si riportano i dati tecnici del kit.

DATI TECNICI		
Tensione di alimentazione nominale	V a.c.	230
Potenza assorbita	W	5 ÷ 6
Grado di protezione		IP 20
Portata dei contatti ausiliari	A	3
Portata dei contatti ausiliari	V a.c.	250
Massima pressione differenziale		Vedi etichetta coperchio
Pressione nominale PN	kg/cm ²	10
Limiti di temperatura del flusso	°C	5 ÷ 110
Massima temperatura ambiente	°C	60
Tempo di apertura nominale		20
Tempo di chiusura nominale		6
Peso	kg	1 ÷ 1.1
Lunghezza totale cavo standard	mm	550

Tab. 7.6 - Dati tecnici kit deviatrice[18]

Nella figura 7.17 si riporta lo schema di montaggio della valvola deviatrice.

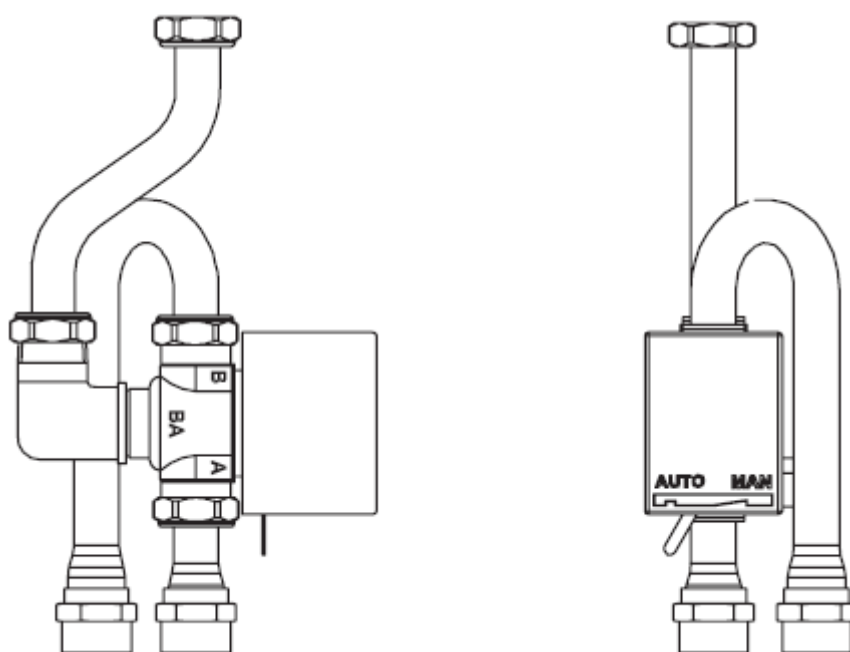


Fig. 7.17 - Schema di montaggio valvola deviatrice [18]

Il suddetto prodotto, è una valvola deviatrice impianto/sanitario a tre vie motorizzate con ritorno a molla, prodotta e venduta dall'azienda Mut Meccanica Tovo, modello SF25-3E.

È azionata da un motorino elettrico e può assumere due posizioni di funzionamento a seconda che quest'ultimo sia attivato o no; su richiesta possono essere montati uno o due interruttori ausiliari che vengono azionati durante la commutazione della valvola. Le valvole sono dotate di una leva esterna per il posizionamento manuale dell'otturatore in posizione centrale.

Senza alimentazione elettrica la valvola si posiziona come in figura 7.18: la via A chiusa e la via B aperta. L'otturatore a sfera chiude la via A sotto l'azione della forza elastica esercitata dalle molle di ritorno. Quando viene attivata l'alimentazione elettrica, il servomotore vince la forza delle molle e sposta la sfera dalla via A alla via B in circa 20 secondi e la mantiene in quella posizione sino a quando non si toglie l'alimentazione (figura 7.19).

Quando si toglie l'alimentazione elettrica le molle di ritorno riportano l'otturatore sulla via A.

Sul fianco del servomotore si trova una leva che consente di posizionare manualmente l'otturatore in una posizione intermedia (figura 7.20); questo risulta utile nelle fasi di svuotamento e di caricamento dell'impianto. Il riarmo della leva, da normale ad automatico, avviene automaticamente qualora la valvola venisse attivata elettricamente.

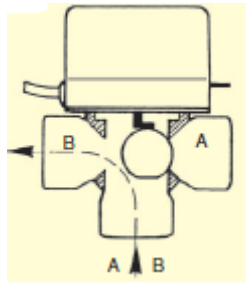


Fig. 7.18 - Senza alimentazione elettrica [19]

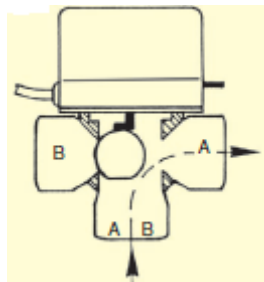


Fig. 7.19 - Con alimentazione elettrica [19]

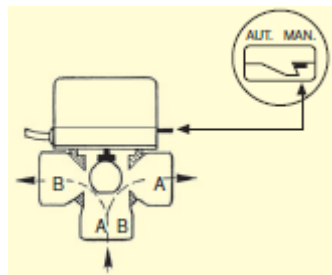


Fig. 7.20 - Leva manuale inserita (senza alimentazione elettrica) [19]

Di seguito, in figura 7.21, si riporta una foto della valvola deviatrice presente nell'unità interna IDEA COMPACT.



Fig.7.21 - Valvola deviatrice unità interna [18]

Di seguito vengono elencate le caratteristiche funzionali della valvola:

- Tensione di alimentazione nominale 230 Vac (dispon. 24, 110, Vac; 50 Hz);
- Potenza assorbita $5 \div 6$ W;
- Grado di protezione IP 22 Norme IEC 529 Rif. Norme europee CEI EN 60529;
- Portata dei contatti ausiliari: 3 A, 250 Vac;
- Massima pressione differenziale: Vedi caratteristiche idrauliche;
- Pressione nominale: PN 10;
- Limiti di temperatura del flusso: $+5 \div 110$ °C;
- Massima temperatura ambiente: 60 °C;
- Tempo di apertura nominale: 20 sec;
- Tempo di chiusura nominale: 6 sec;
- Lunghezza totale cavo standard: 1000 mm.

Per quanto riguarda i materiali di cui la valvola è costituita:

corpo valvola: ottone;

coperchio valvola: ottone;

perno porta sfera: ottone;

molle di ritorno: acciaio Inox;

coperchio motore: ABS autoestinguente.

In figura 7.22 si riporta un disegno tecnico della valvola, con relative quote ed ingombri.

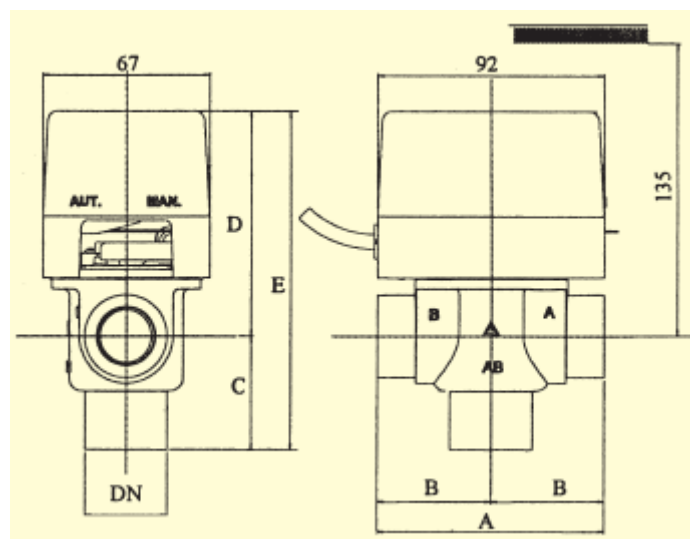


Fig. 7.22 - Disegno tecnico valvola deviatrice, con relativi ingombri [19]

Dove:

A = 92 mm

B = 46 mm

C = 46 mm

D = 88 mm

E = 134 mm.

7.2.3 Pressostato differenziale

All'interno dell'unità idronica interna della pompa di calore, vi è anche un pressostato differenziale, acquistato dall'azienda Mut Meccanica Tovo, modello SFS 025M1 IP40 1/4.

In figura 7.23 si riporta una foto del suddetto pressostato.



Fig. 7.23 - Pressostato differenziale [20]

Il pressostato differenziale SFS chiude, o devia, un contatto elettrico quando il differenziale di pressione applicato alle due prese raggiunge il valore di taratura superiore (intervento) e lo ripristina quando essa scende sotto il valore di taratura inferiore (rilascio). Può essere usato negli impianti idraulici nei quali è necessario controllare che la differenza di pressione fra due punti non superi o non scenda al disotto di un determinato valore.

Una coppia di magneti permanenti posta in mutua repulsione, uno dentro il corpo del pressostato ed uno esterno, sostituisce la classica soluzione con alberino e tenuta O-ring, consentendo un notevole aumento dell'affidabilità e della durata del pressostato.

La differenza di pressione $\Delta p = p_1 - p_2$ muove una membrana che a sua volta trascina con se un piattellino entro il quale si trova un magnete permanente.

Il movimento della membrana è ostacolato da una molla di contrasto dimensionata secondo le caratteristiche d'intervento del pressostato (nel nostro caso, essendo il modello SFS 25, avremo un Δp di intervento di 25 ± 7 ed un Δp di rilascio di 18 ± 7). Un secondo magnete si trova entro il pistoncino di azionamento del microinterruttore.

Quando la differenza di pressione Δp ha raggiunto il valore d'intervento, il movimento della membrana ha avvicinato i due magneti ad una distanza tale che la loro mutua forza di repulsione è superiore alla forza di scatto del microinterruttore, ottenendo così la commutazione (figura 7.24). Quando la differenza di pressione Δp diminuisce e va sotto il valore di ritorno, i due magneti si riallontanano ed il pulsante del microinterruttore ritorna in posizione normale (figura 7.25).

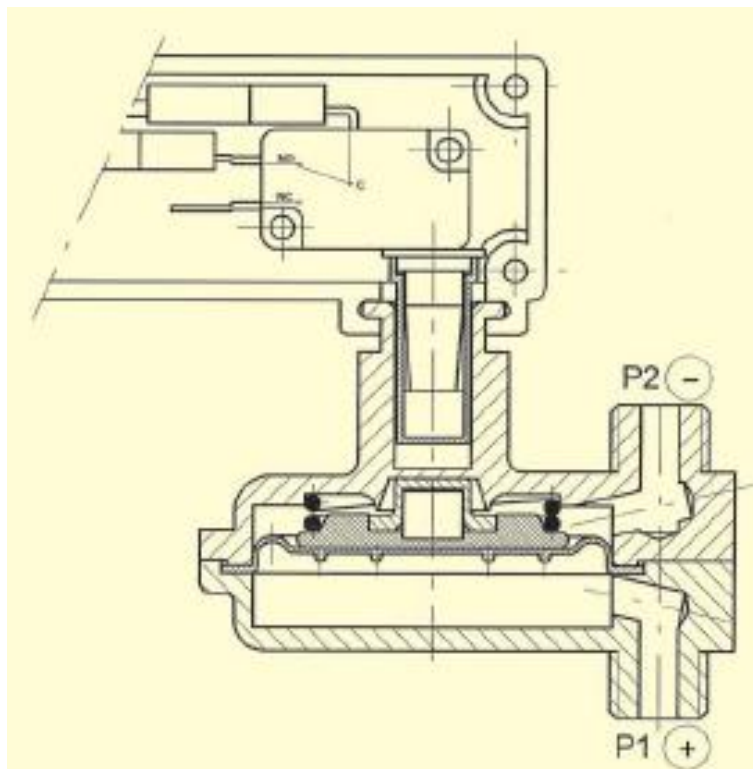


Fig. 7.24 - Differenza di pressione sufficiente per la commutazione [20]

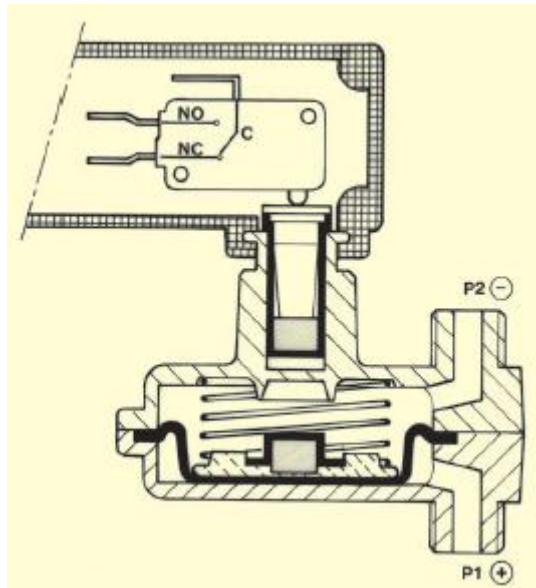


Fig. 7.25- Differenza di pressione non sufficiente e ritorno quindi in posizione normale [20]

In base al modello del pressostato differenziale, si possono ottenere alcune informazioni utili, infatti ogni sigla del modello corrisponde ad una caratteristica e la nostra in particolare sta ad indicare un pressostato differenziale modello 25, con microinterruttore unipolare, con scatola con grado di protezione IP40 e attacchi G 1/4.

Fra i parametri di funzionamento si elencano:

- massima pressione statica: 10 bar;
- massima temperatura fluido: 95 °C;
- minima temperatura fluido: 5 °C;
- massima pressione differenziale: 5 bar;
- massima temperatura ambiente: 80 °C.

Per quanto riguarda i materiali dei componenti del pressostato:

- corpo e coperchio: ottone;
- piattello: Noryl;
- scatola porta microswitch: Nylon caricato Vetro;
- molle: Acciaio Inox;
- cavo: H05 VVF.

Per quanto riguarda gli ingombri del pressostato, si riporta in figura 7.26 il disegno tecnico del componente, con relative dimensioni.

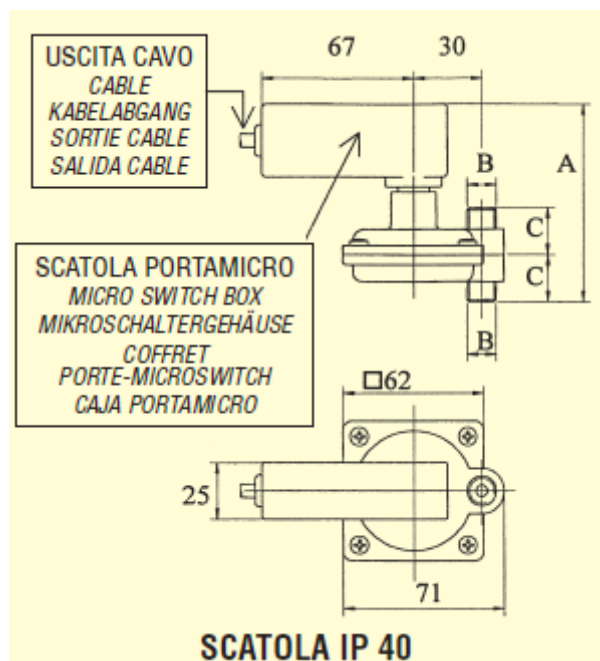


Fig. 7.26 - Dimensioni del pressostato differenziale [20]

Dove:

A = 89 mm;

B = G 1/4 UNI 228;

C = 21 mm.

7.2.4 Kit resistenza collettore

La resistenza elettrica, integrata nel serbatoio Puffer, è venduta come componente optional del sistema, ma siccome è previsto nel serbatoio il manicotto per l'integrazione di quest'ultima, verrà descritta in questo sottoparagrafo.

Essa viene attivata nel caso in cui si voglia aumentare la temperatura dell'acqua tecnica stoccata nel serbatoio di accumulo, fino ad un massimo di 65°C, e questo può essere fatto per due motivazioni: o su richiesta dell'utente nel caso in cui si voglia una temperatura dell'acqua calda sanitaria più alta, oppure nel caso in cui si debba attivare il ciclo antilegionella, in modo da uccidere i batteri che causano il virus della legionella, i quali proliferano a temperature simili a quelle presenti all'interno del serbatoio (circa 50 °C di media), soprattutto nella parte bassa a causa della stratificazione dell'acqua, dove la temperatura è di qualche grado inferiore alla media.

Nel nostro caso però, stoccando acqua tecnica e non acqua sanitaria, questo non è obbligatorio in quanto l'ACS è isolata nel circuito proveniente dall'acquedotto e non entra mai in contatto con l'acqua tecnica, ma scambia solo calore con essa tramite conduzione attraverso il serpentino sanitario presente all'interno del serbatoio.

Il secondo motivo per il quale è indispensabile attivare la resistenza elettrica è il caso in cui la macchina vada in blocco o subisca dei guasti; in tal caso essa non riuscirà più a garantire la produzione di acqua calda ed è qui che verrà attivata la resistenza, la quale viene venduta solitamente con una potenza di 1,5 kw, un valore di assorbimento elettrico maggiore manderebbe in crisi l'intero impianto elettrico dell'edificio (che di solito è di 3 kw nelle normali abitazioni) e quindi difficilmente è prevista una potenza maggiore.

Comunque, sono disponibile le seguenti taglie per le resistenze elettriche, elencate in tabella 7.7, suddivise in base al collegamento elettrico della pompa di calore, monofase o trifase.

RESISTENZA COLLETTORE	1 kW	M	RESISTENZA COLLETTORE	2 kW	T
RESISTENZA COLLETTORE	2 kW	M	RESISTENZA COLLETTORE	3 kW	T
RESISTENZA COLLETTORE	3 kW	M	RESISTENZA COLLETTORE	4 kW	T

Tab. 7.7 - Resistenze elettriche disponibili [21]

Il contenuto del kit prevede:

- A. Resistenza elettrica già cablata elettricamente;
- B. Guarnizione idraulica;
- C. Fogli istruzioni.

In Figura 7.27 si riporta il contenuto della confezione contenente il kit della resistenza elettrica.

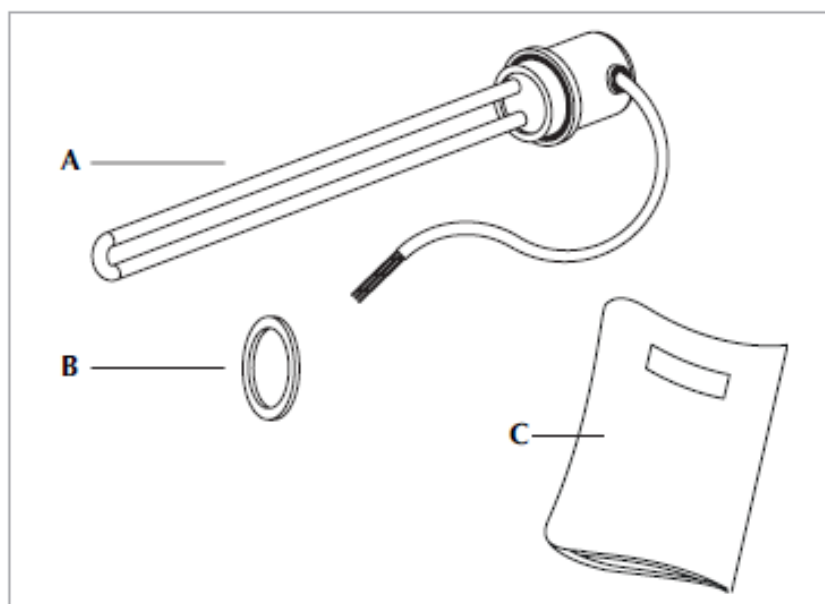


Fig. 7.27 - Kit resistenza elettrica [21]

In tabella 7.8 si riportano i dati tecnici della resistenza elettrica in funzione della potenza.

DATI TECNICI

POTENZA	VOLT	AMPERE	IP
1 kW	230	4,3	40
2 kW	230	8,6	40
3 kW	230	13	40
2 kW	400	2,8	40
3 kW	400	4,3	40
4 kW	400	5,7	40

Tab. 7.8 - Dati tecnici resistenze elettriche disponibili [21]

7.2.5 Vaso di espansione

Il vaso di espansione, acquistato dall'azienda produttrice Varem, modello Extravarem LR, prevede una flangia in acciaio zincato, con pressione di precarica di 1,5 bar, capacità 8 litri, membrana fissa ed è identificato da una verniciatura di colore rosso.

Il vaso di espansione è un componente idraulico che svolge la funzione di contenere le variazioni di pressione del circuito evitando pericolosi sbalzi e colpi d'ariete, che altrimenti dovrebbero essere assorbiti dalle tubature e dal resto dell'impianto.

Il vaso di espansione può essere di tipo aperto o chiuso; esso pone il fluido a diretto contatto con l'atmosfera.

Per compensare correttamente la pressione del circuito, deve essere collocato necessariamente nel punto più alto dell'impianto.

In molti casi svolge anche la funzione di punto di accesso per il riempimento del circuito.

La pressione che si crea nell'impianto è pari a quella della colonna di acqua esistente tra il vaso aperto e la pompa di calore. Ogni metro di dislivello verticale, produce una pressione di circa 0,1 atmosfere.

Il vaso chiuso, invece, è costituito da un contenitore rigido diviso in due camere dal volume variabile: una contenente il fluido del circuito (pressoché incompressibile), e l'altra contenente aria o altro gas (compressibile) precaricata ad una determinata pressione tramite apposita valvola, analoga a quella degli pneumatici. La divisione tra le due camere può avvenire grazie ad una sacca o una membrana elastica. Un'eventuale variazione di pressione porterà la sacca a variare di volume, andando a compensare la variazione di pressione. Maggiore sarà il volume della sacca, maggiore sarà la capacità di compensare i cambiamenti. Questo tipo di vaso di espansione può essere collocato in qualsiasi punto del circuito.

Di seguito si riportano le caratteristiche del modello di vaso di espansione presente nel nostro circuito:

- capacità volumetrica: 8 litri;
- pressione massima: 6 bar;
- raccordo: 3/4";
- dimensioni: 200x330 mm;
- imballo: 0,015 m³;
- range di temperatura: -10/+99 °C.

In figura 7.28 è riportata una foto del vaso di espansione descritto.



Fig. 7.28 - Vaso di espansione Extravarem LR. [22]

7.2.6 Lo scambiatore di calore

Componente fondamentale dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT è lo scambiatore di calore, che funge da condensatore nel caso di riscaldamento ambientale, mentre funziona da evaporatore nel caso di raffrescamento. Lo scambiatore utilizzato dalla Fiorini, è acquistato dall'azienda produttrice GEA S.r.l.

GEA Ecoflex (serie GBH) è uno scambiatore di calore a piastre saldobrasate, progettato per operare fino ad una pressione massima di 45 bar, operante con il refrigerante R410A, non dannoso per l'ambiente per le caratteristiche già elencate nel capitolo 3.

Questo scambiatore prevede piastre corrugate in maniera da ottimizzare lo scambio termico tra i fluidi e garantire minori perdite di carico in corrispondenza degli ingressi e delle uscite dei fluidi.

Vediamo alcune caratteristiche di questo tipo di scambiatore.

Il sistema di sicurezza Chamber assorbe gli stress termici provocati da shock termici e da pulsazioni di pressione che danneggerebbero le piastre dello scambiatore. In caso di sovraccarico i punti di contatto incapsulati attorno alle porte di ingresso ed uscita dei fluidi, orientano e distendono le forze in gioco, proteggendole da perdite interne e guasti prematuri.

Il sistema di iniezione Delta del refrigerante è stato appositamente sviluppato per applicazioni nel caso di utilizzo come evaporatore.

Fornisce un dosaggio preciso di refrigerante ai canali, garantendo le prestazioni dell'evaporatore massime. È completamente integrato nella piastra in acciaio inox.

Lo speciale design delle piastre ed il sistema di bloccaggio delle piastre con bordo laminato, garantisce un giunto di brasatura perfetto per la sovrapposizione delle piastre e rende più duraturo lo scambiatore di calore, garantendo una tenuta stagna.

I punti di contatto, maggiormente estesi, si traducono in una brasatura più affidabile e duratura, garantendo così una elevata resistenza alle temperature in gioco .

Il sistema Full Flow, design delle nuove piastre dello scambiatore, tramite un unico flusso attorno alle porte di ingresso, evita il congelamento ed inoltre alimenta il refrigerante equamente su tutto il canale, garantendo il massimo trasferimento di calore su tutta l'area delle piastre.

Le piastre dello scambiatore di calore GEA sono in acciaio inox AISI 316/1.4401; la brasatura è costituita in rame; sono assicurate prestazione fino a 45 bar a 150 °C e fino a 40 bar a 200°C.

Di seguito, in tabella 7.9 vengono riportate altre caratteristiche, oltre alle dimensioni, dello scambiatore GEA serie GBH 240, che è il modello che monta la pompa di calore prodotta.

Copper brazed stainless steel	Advanced Evaporator AE	A	B	C	D	E	F N = Number of plates	Mass N = Number of plates	Volume	Max. flowrate water	Max. number of plates
Type		Standard dimensions (mm)						(kg)	(liter/ch)	(m3/h)	
GBH 240	—	90	464	43	415	20	10.0+2.20xN	2.04+0.140xN	0.070	6	50

Tab. 7.9 - Caratteristiche e dimensioni dello scambiatore di calore GEA serie GBH 240 [23]

Per le dimensioni, fare riferimento al disegno in figura 7.29

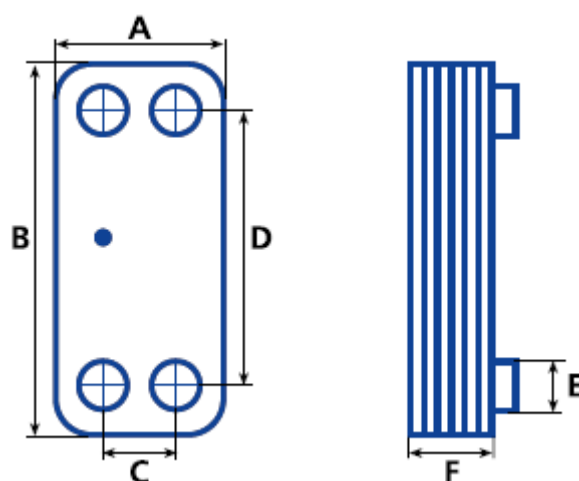


Fig. 7.29 - Dimensioni dello scambiatore di calore GEA [23]

Di seguito, in figura 7.30, si riporta il disegno tecnico dello scambiatore di calore.

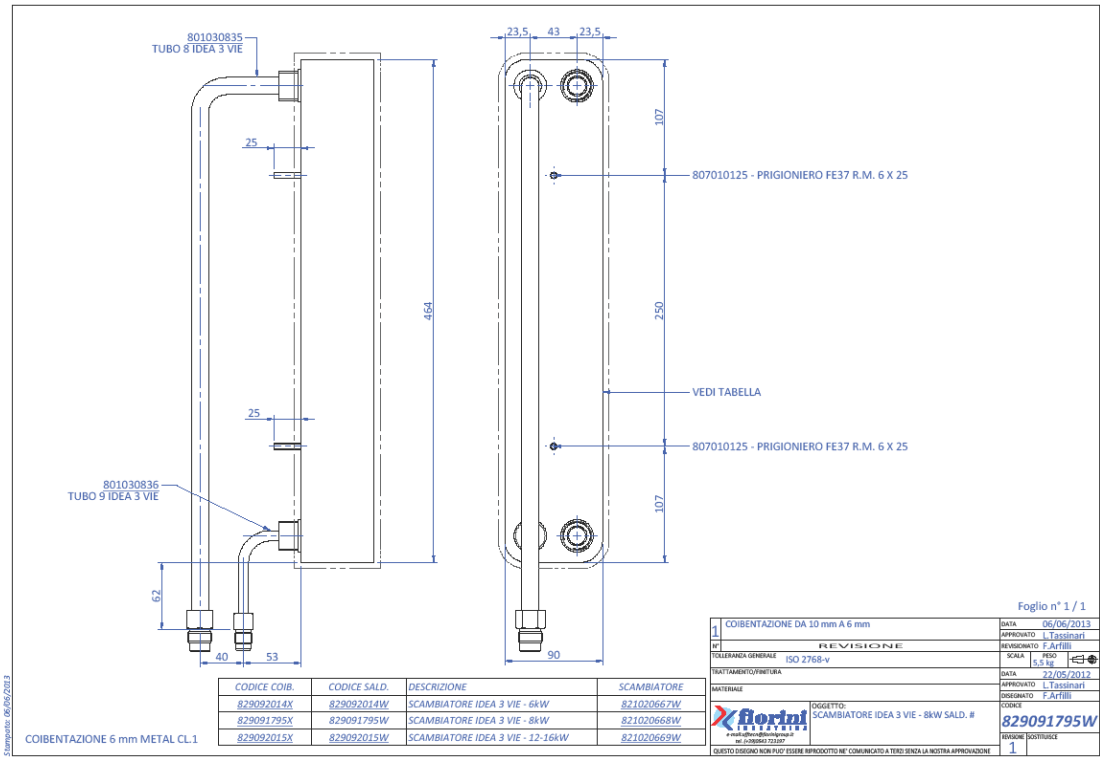


Fig. 7.30 - Disegno tecnico dello scambiatore di calore IDEA COMPACT

7.3 Il serbatoio integrato

Il Puffer integrato nell'unità interna della pompa di calore Fiorini è un termoaccumulo inerziale, ovvero un serbatoio di accumulo inerziale che stocca l'energia prodotta dalla pompa di calore e dagli eventuali sistemi di integrazione quali impianti solari, caldaie a biomassa, resistenze di integrazione, utilizzati quando la produzione ed il consumo del calore prodotto non avvengono contemporaneamente.

Talvolta "puffer" e "bollitore" (o boiler) sono usati come sinonimi, ma tra i due tipi di serbatoi vi è una sostanziale differenza: nel puffer l'acqua presente viene riscaldata ciclicamente e funge da circuito primario per eventuali scambiatori di calore; quindi è acqua tecnica, sostanzialmente "sporca", che garantisce inerzia termica, tramite la quale si ha scambio termico con l'acqua sanitaria, proveniente dalla rete idrica, la quale scorre invece nel serpentino presente all'interno del serbatoio.

Nel bollitore invece l'acqua contenuta all'interno è il fluido riscaldato ed è quindi "a perdere", ovvero quella è acqua calda che verrà inviata direttamente alle utenze sanitarie, per cui in questo caso sono gli scambiatori di calore interni al serbatoio - tipicamente un tubo a serpentina - entro cui scorre l'acqua del circuito idronico della pompa di calore a riscaldare il contenuto.

Nel caso di bollitori, i limiti di funzionamento sono rappresentati dalla differenza di temperatura (normalmente fra gli 8-10 °C) raggiungibile tra fluido primario e fluido secondario e dai rischi di proliferazione batterica (legionella).

Il puffer Fiorini ha capacità volumetrica pari a 250 l per tutte e quattro le versioni da 6-8-12-16 KW, diametro 550 mm e 710mm compreso di coibentazione e rivestimento esterno.

È realizzato in lamiera di acciaio al carbonio, partendo da lastre piane che vengono poi tagliate al laser, calandrate tramite l'apposita macchina (calandra) in modo da ottenere un cilindro, viene poi effettuato un cordone di saldatura tramite una saldatrice automatica in modo da mantenere la forma ottenuta, gli vengono saldati superiormente ed inferiormente i fondi bombati acquistati da una azienda produttrice esterna, viene poi verniciato esternamente, coibentato in poliuretano espanso rigido ad alta densità (PU) e rifinito per ultimo in ecopelle stampata.

La maggior parte del lavoro è stato concentrato proprio sul progetto del puffer e del rivestimento del circuito idronico interno, ed in particolare sulla loro costruzione, sulla scelta dei materiali e sul design esterno.

Si è cercato di fare in modo che l'unità interna idronica ed il serbatoio di accumulo fossero il più compatti possibile, in modo da ridurre gli ingombri viste le dimensioni sempre più ridotte degli appartamenti odierni; proprio per questo, in molti casi, non si ha la possibilità di avere una stanza "adibita" a cantina o garage in cui posizionare la pompa di calore, quindi spesso si è obbligati a mettere l'impianto direttamente in casa, per esempio in lavanderia o addirittura in soggiorno; ecco perché, oltre agli ingombri, ci si è concentrati molto anche sul design e sull'estetica della pompa di calore, avvalendosi dell'aiuto dell'architetto/designer Francesca Cester, la quale ha collaborato con diverse aziende fra cui la De'Longhi e che quindi vanta diversa esperienza in questo campo.

Dapprima si è svolto un incontro con la designer e gli ingegneri Zanin, Cappellazzo e Fabbri presso l'azienda MyClima di Treviso, nella quale avviene la produzione delle pompe di calore; qui si è discusso con la designer degli obiettivi da raggiungere e delle caratteristiche che avremmo voluto avere sull'unità interna della pompa, considerando anche la disponibilità produttiva dell'azienda.

Dopo qualche giorno, in una seconda riunione tenutasi alla Fiorini di Forlì, la designer Cester, ha proposto due ipotesi di design dell'unità interna della

macchina, una più semplice ed una più elaborata, sia per quanto riguarda la produzione, che il design esterno.

Ipotesi A: serbatoio di forma circolare, di diversi diametri in base alla potenza termica sviluppata dalla pompa di calore, con pannello di controllo posizionato sul "cappello" di copertura del circuito idronico; allineamento tra corpo del serbatoio e coperchio dell'impianto, rivestimento in ecopelle stampata ed elemento distintivo nella zona del pannello di controllo; fra i punti positivi di questa soluzione, vi sono la facilità di produzione del termoformato che riveste il circuito idronico, la possibilità di personalizzare il rivestimento esterno del serbatoio tramite ecopelle stampata e la semplicità in generale del serbatoio, che si traduce quindi in una diminuzione dei costi di produzione; fra i contro, invece, non si possono ignorare il fatto che siano necessari tre stampi distinti per i tre cappelli delle tre diverse unità interne a causa della capacità diversa dei serbatoi, ed infine il design sicuramente non troppo accattivante. In figura 7.30 e 7.31 sono mostrate le bozze dell'ipotesi A dell'unità interna.

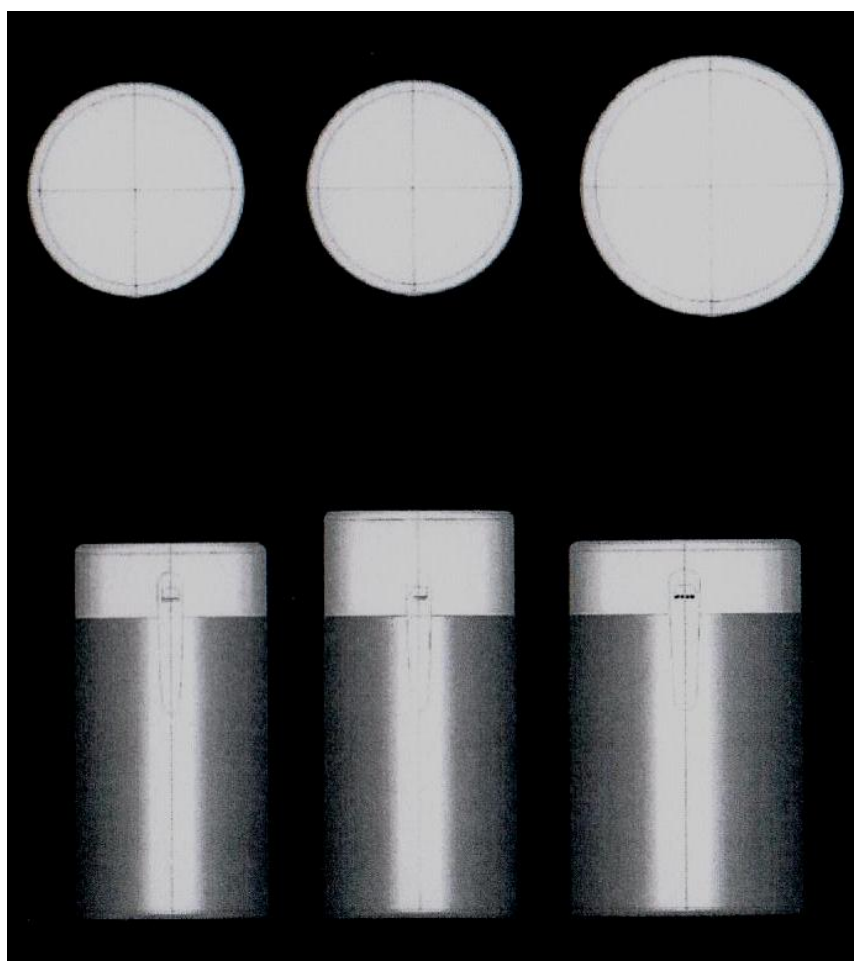


Fig.7.30 - Unità interna ipotesi A

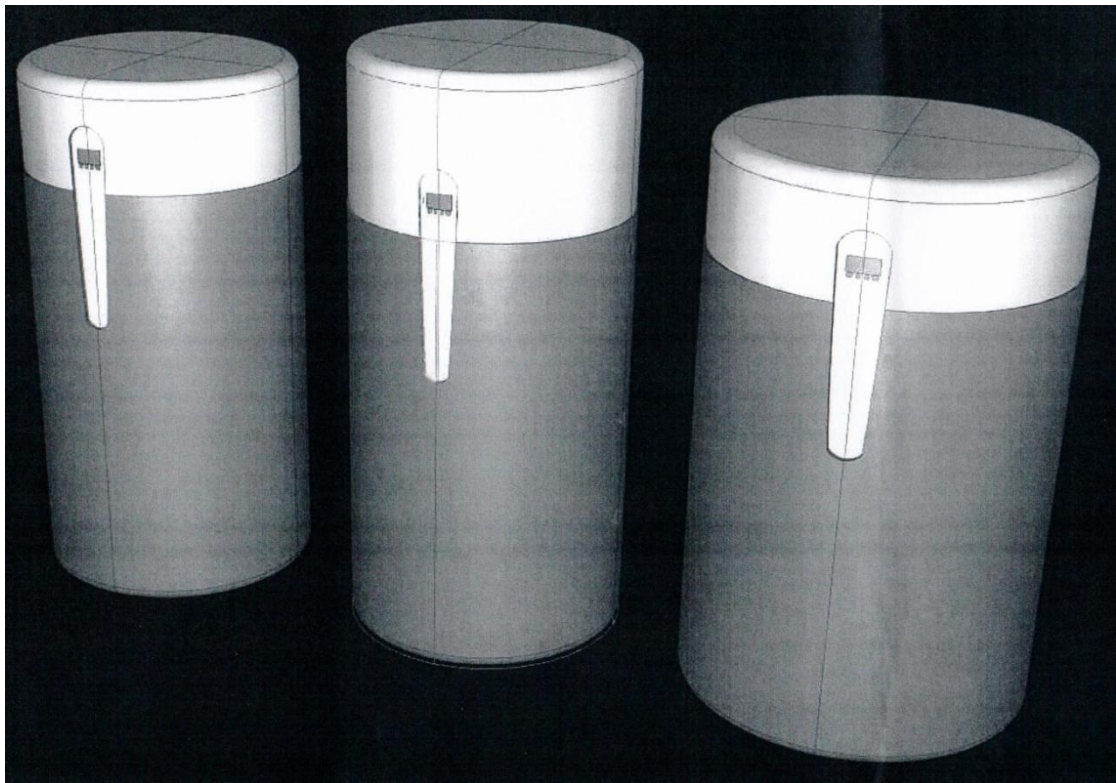


Fig. 7.31- Complessivo dell'unità interna, ipotesi A

Ipotesi B: serbatoio di forma circolare con design innovativo, concentricità tra corpo del serbatoio e coperchio del circuito idronico, accoppiamento fra corpo e coperchio mascherato dall'ecopelle bordata.

Il pannello di controllo è posizionato sul coperchio del circuito idronico; fra i vantaggi di questa soluzione spiccano di sicuro l'alta differenziazione del prodotto, la possibile modularità dello stampo del coperchio e la possibilità, come per l'ipotesi A, di personalizzare il rivestimento del serbatoio in ecopelle stampata; tra i contro, sono da evidenziare la difficoltà di accoppiamento fra coperchio e serbatoio, una maggiore complessità di cucitura del rivestimento del serbatoio ed una maggiore complessità in generale dell'unità interna, con conseguente aumento dei costi di produzione.

In figura 7.32 e 7.33, sono riportate le bozze dell'ipotesi B dell'unità interna.

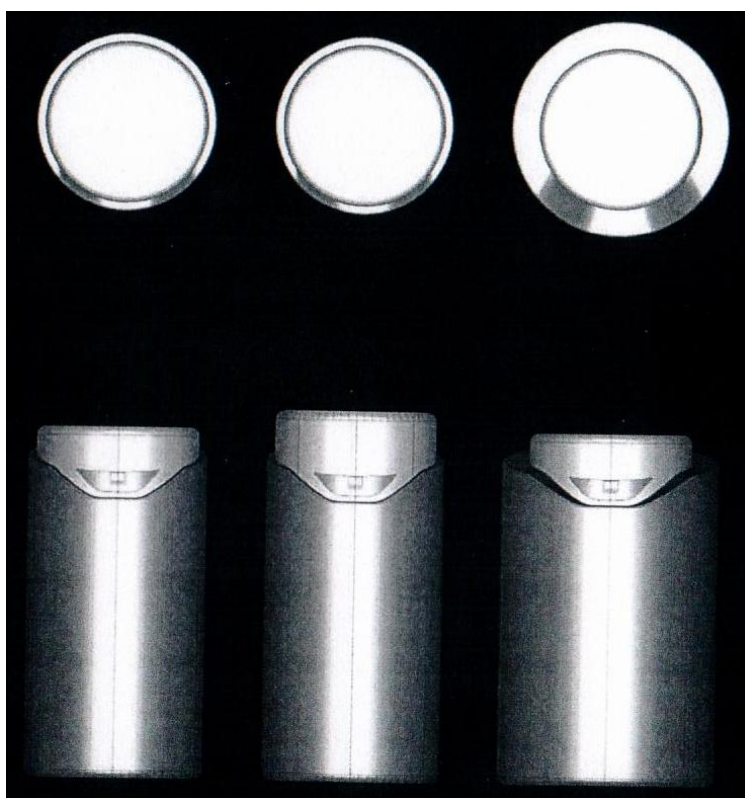


Fig. 7.32 - Unità interna ipotesi B

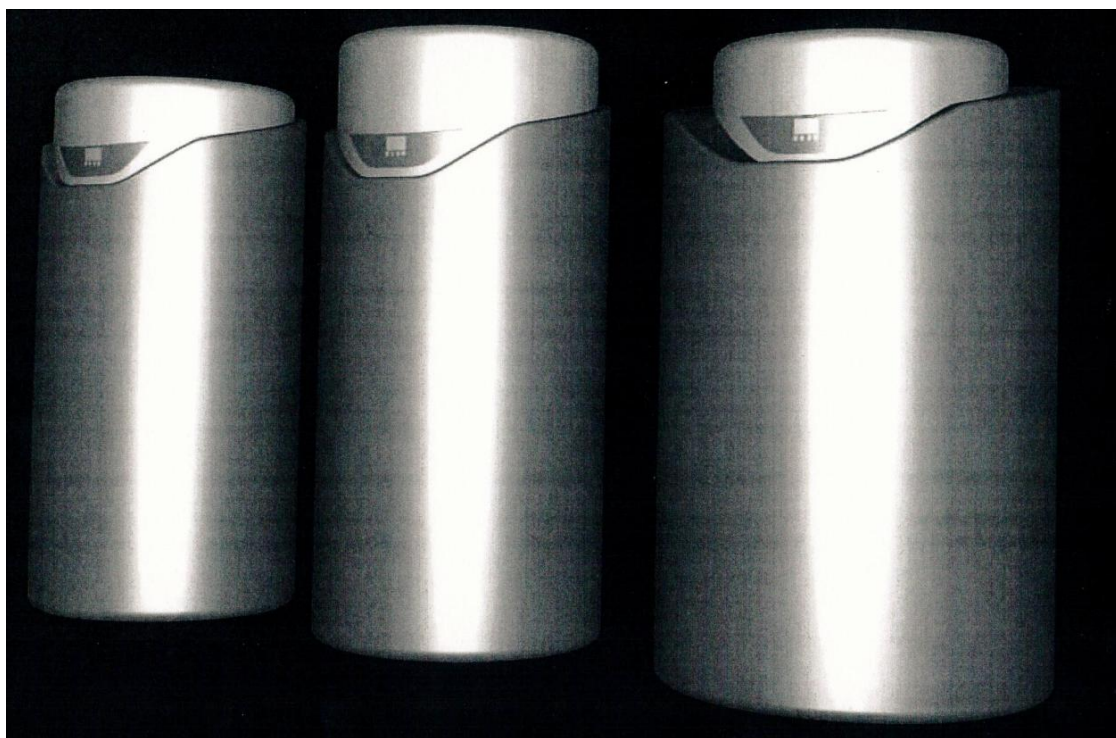


Fig. 7.33 - Complessivo dell'unità interna, ipotesi B

In vista di queste due ipotesi, sono seguite diverse riunioni fra i rappresentanti dell'ufficio commerciale ed i rappresentanti dell'ufficio tecnico, nelle quali si è discusso dei pro e dei contro delle due ipotesi, della possibilità di utilizzare, circa la copertura del circuito idronico, uno stampo ottenuto tramite tecnologia rotazionale oppure tramite classica termoformatura ed ovviamente nelle quali è stata effettuata anche una analisi economica e di mercato delle due possibili ipotesi.

La scelta aziendale è ricaduta sull'opzione B, in quanto presenta un design molto più accattivante rispetto all'opzione A ed è quindi più facilmente riconoscibile sul mercato e riconducibile all'azienda produttrice; inoltre, la protezione del circuito interno presenta lo stesso diametro in tutti i casi, pur volendo produrre serbatoi di capacità volumetriche differenti e questo permette di avere un unico codice di produzione ed in definitiva costi minori.

Per quanto riguarda la produzione del "cappello" del circuito idronico, ci si è affidati ad una azienda del cesenate che si occupa di produrre oggetti in materiale polimerico tramite la tecnica rotazionale che verrà approfondita nel seguente sottoparagrafo.

7.3.1 Stampo rotazionale

Lo stampaggio rotazionale è un processo di lavorazione di materiali termoplastici che consente di ottenere corpi cavi d'ogni dimensione e forma.

Si tratta di una tecnologia di trasformazione che si differenzia rispetto ai più diffusi procedimenti di stampaggio ad iniezione, soffiaggio, ecc., risultando particolarmente indicata per la produzione in piccole serie di articoli, anche complessi, di grandi dimensioni e di articoli internamente vuoti che non è possibile ottenere altrimenti. Il procedimento nasce tipicamente per la produzione di contenitori, sfruttando la possibilità di ottenere immediatamente prodotti cavi senza successive fasi di saldatura e montaggio. Le applicazioni si sono moltiplicate anche grazie alla continua evoluzione della ricerca applicata ai polimeri impiegati nel processo: polietilene (LLDPE, LDPE, LHDPE, HDPE), polietilene reticolato, polipropilene, E.V.A., nylon, policarbonato, PVC.

In sintesi, i vantaggi più rilevanti di questo processo sono:

- massima versatilità: possibilità di ottenere contemporaneamente e dalla stessa macchina articoli di diverse forme e dimensioni;
- campo quasi illimitato del disegno dell'articolo da produrre: si pensi alla forma di alcuni collettori o recipienti sagomati;
- investimento iniziale limitato se rapportato alle capacità produttive;

- articoli di forma complessa possono essere stampati in un corpo unico conservando l'omogeneità dello spessore delle pareti;
- possibilità di realizzare contemporaneamente articoli di diverso spessore;
- possibilità di cambiare facilmente colori e materiali;
- possibilità di produrre anche articoli a doppia parete;
- le basse pressioni utilizzate e le ridotte velocità delle rotazioni minimizzano l'usura degli stampi e delle parti meccaniche;
- possibilità di dimensionamento differenziato degli articoli in funzione della rigidità desiderata e della forza d'urto sopportabile;
- applicazione "automatica" degli inserti di metallo, plastica e gomma;
- limitatissime quantità di scarti: corrispondenza quasi assoluta della quantità di materiale necessario con quella impiegata. I residui di lavorazione sono determinati eventualmente da sbavature o rimozione di alcune appendici;
- basso costo degli stampi e riduzione dei costi di gestione.

Il procedimento di base è semplice. Si introduce il materiale (liquido o polveri) nello stampo e lo si fa ruotare simultaneamente su due assi perpendicolari in modo da permettere alla polvere di raggiungere ogni punto della superficie interna dello stampo. La formazione del manufatto avviene in modo diverso a seconda che il materiale impiegato sia polvere o liquido. La polvere (in maggioranza polietilene lineare), durante la fase di riscaldamento, forma inizialmente una pellicola porosa sulla superficie interna dello stampo alla quale aderisce poi il resto del materiale divenuto gradualmente fluido.

Si ottiene così la formazione di uno strato uniforme che si solidificherà poi nella successiva fase di raffreddamento. Il materiale liquido (normalmente PVC e PLASTISOL), invece, scorre lungo le pareti dello stampo e si riscalda fino a raggiungere la temperatura in cui il fluido si solidifica, assumendo la forma dello stampo che successivamente sarà raffreddato a bagno d'acqua o con aria soffiata.

La fase di raffreddamento, in alcune circostanze, è cruciale perché ogni materiale richiede tempi diversi di discesa della temperatura; nel caso del polietilene, ad esempio, è necessario evitare la deformazione del prodotto causata dall'eccessiva velocità di discesa della temperatura (shock termico).

Ottenuto così l'oggetto, si procede all'ultima fase del ciclo: l'apertura dello stampo per l'estrazione del manufatto ottenuto.

In figura 7.34 sono riportate le quattro fasi di lavorazione per ottenere un oggetto polimerico ottenuto tramite tecnologia rotazionale.

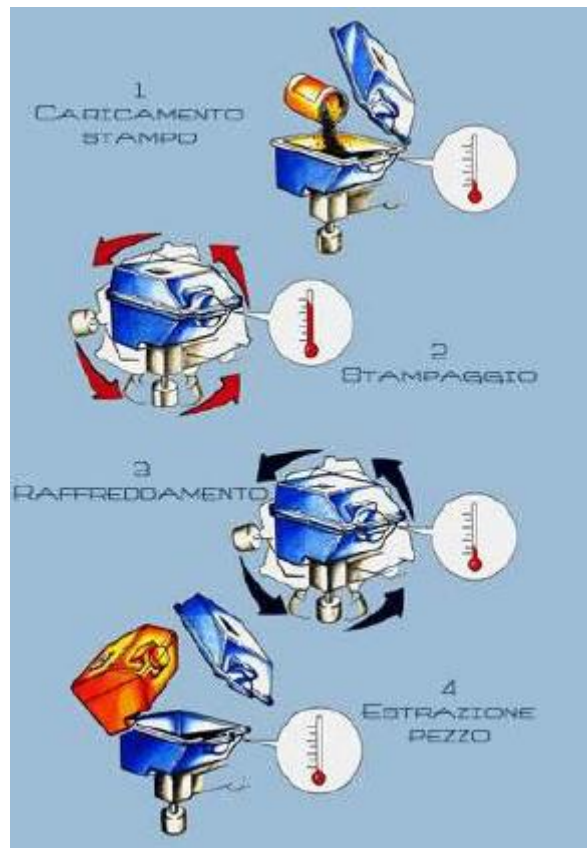


Fig. 7.34 - Fasi della lavorazione tramite tecnologia rotazionale.[24]

Il sistema più diffuso di stampaggio rotazionale utilizza un'unità rotante orizzontale, comunemente chiamata carosello, provvista di 3-4 o più bracci portastampi che vengono fatti passare automaticamente attraverso le diverse stazioni di lavoro (carico, cottura, raffreddamento, estrazione del manufatto). Vengono usati diversi tipi di riscaldamento, anche se è stato provato che il sistema ad aria calda forzata si è rivelato il più pulito, il meno costoso ed il più sicuro.

Come si può notare, il ciclo è completamente automatizzato: solo le operazioni di carico/scarico sono manuali e questo è il prezzo da pagare per la grande versatilità del procedimento. La possibilità di attrezzare la stessa macchina con stampi di sagoma e dimensioni diverse, unita alla facilità ed alla velocità della loro sostituzione, rende il ricorso a sistemi automatici di estrazione/carico molto oneroso e conduce ad una inevitabile perdita di flessibilità. L'automatizzazione ha prodotto invece ottimi risultati nelle operazioni di pesatura e dosaggio dei materiali.

La gamma delle macchine disponibili spazia dalle piccole e semplici installazioni per lo sviluppo esplorativo e per l'utilizzo di laboratorio con un

braccio ed una camera di stampaggio, agli impianti complessi con bracci gestibili indipendentemente, di diametro sferico elevato capaci di grandi volumi produttivi e per manufatti voluminosi.

Nella costruzione degli stampi vengono utilizzati diversi tipi di metalli. I più pratici per la produzione di articoli piccoli o di media misura a cavità multiple, sono gli stampi in fusione d'alluminio. La lamiera di acciaio è utilizzata solitamente per stampi prototipi e per la produzione di grandi articoli (generalmente contenitori cilindrici e altre forme semplici). Gli stampi di nichel elettroformato vengono utilizzati per lo stampaggio di piccoli articoli in PVC ed hanno il vantaggio di una buona riproduzione della superficie, senza i problemi di porosità che spesso si incontrano con gli stampi in fusione di alluminio; il loro costo varia conformemente alla qualità o ai dettagli richiesti per il prodotto finito, in ogni caso paragonati alle attrezzature per lo stampaggio ad iniezione o soffiaggio sono sicuramente più economici.

Gli articoli che si possono ottenere con questa tecnologia sono in continuo aumento sia per le innovazioni introdotte nelle attrezzature (stampi ed impianti) che per le continue ricerche sui materiali. Tipicamente si tratta di contenitori di raccolta e di alimentazione, contenitori per prodotti chimici, contenitori per la raccolta dell'acqua, elementi di arredamento per uffici, casalinghi, articoli da giardino, cassonetti per rifiuti, globi per illuminazione, barche, canoe, giocattoli di vario tipo, bambole, ecc.

Anche nel settore dello stampaggio rotazionale l'informatica applicata ai sistemi di supervisione del ciclo-macchina ha fatto il proprio ingresso: sono ormai numerosissime le macchine in funzione controllate da microprocessori. La mole di dati generata dai dispositivi montati sull'impianto viene organizzata ed elaborata da un PC collegato al PLC. E' così possibile governare le fasi utilizzando mouse e tastiera oppure impostare il funzionamento completamente automatico. Il sistema genera poi tutti i dati del ciclo (temperature, durate, rotazioni, ecc.) che sono disponibili per controlli successivi. I sistemi più evoluti si interfacciano con le attrezzature di dosaggio e pesatura del materiale consentendo così la gestione attiva delle ricette di stampaggio utilizzando puntualmente il corretto mix (materiale, temperature, durate e rotazioni) per ogni manufatto. Particolarmente utile per gli operatori è il sistema automatico di visualizzazione e localizzazione delle anomalie di funzionamento in tempo reale (gestione degli allarmi).

Di seguito, in figura 7.35, si riporta il particolare del cappello di protezione del circuito idronico dell'unità interna, ottenuto tramite stampaggio rotazionale, e prodotto da una azienda del cesenate con esperienza nel settore dello stampaggio rotazionale.

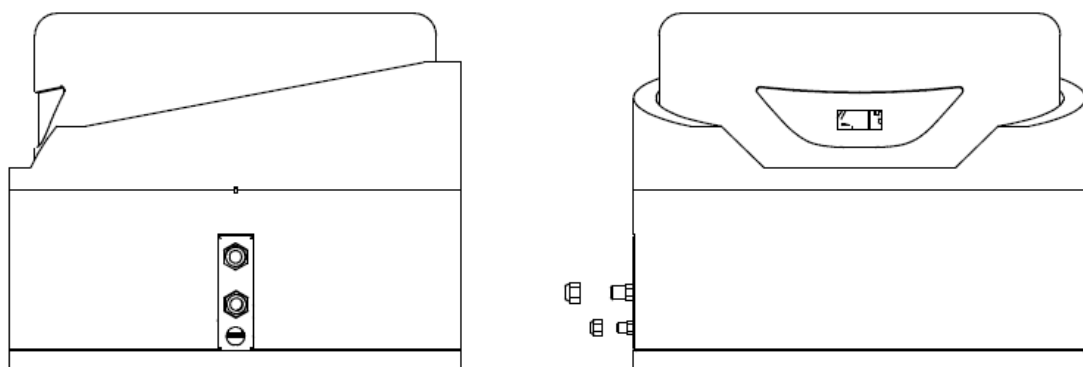


Fig. 7.35 - Cappello di protezione del circuito idronico dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT

7.3.2 Isolamento termico del serbatoio

L'isolamento termico del serbatoio di accumulo della pompa di calore IDEA COMPACT è costituito da poliuretano espanso rigido ad alta densità e la coibentazione, così come il serbatoio, sono prodotti direttamente dall'azienda Fiorini.

I poliuretani, la cui scoperta risale al 1937 e si deve alle ricerche del chimico tedesco, prof. Otto Bayer, appartengono alla famiglia delle materie plastiche.

Sono ottenuti per reazione di poliaddizione tra un poli-isocianato e un poliolo; tale reazione, di tipo esotermico, risulta completa e non dà origine a prodotti secondari.

Modificando il tipo e la concentrazione dei componenti è possibile ottenere una vasta gamma di poliuretani molto diversi tra loro per caratteristiche chimiche, fisiche, prestazioni ed utilizzi.

La versatilità dei poliuretani è tale che il loro utilizzo si è diffuso rapidamente in diversi settori ed oggi sono il componente principali di molti prodotti indispensabili per il nostro benessere e la nostra sicurezza.

Il poliuretano espanso rigido, utilizzato come isolante termico in edilizia e in molti settori industriali, è, grazie alla sua struttura a celle chiuse, il materiale che, a parità di spessore, garantisce il migliore isolamento termico.

Oltre al potere isolante il poliuretano garantisce altre caratteristiche determinanti per il successo delle applicazioni.

Tra le più significative:

- la durata nel tempo;
- la leggerezza;
- le elevate caratteristiche meccaniche;
- la stabilità dimensionale alle alte e basse temperature;
- l'inerzia ai più comuni agenti chimici;
- l'ottima processabilità;
- la caratteristica di aderire spontaneamente in fase di espansione a quasi tutti i supporti;
- la sicurezza nell'impiego;
- l'assenza di ponti termici;
- la compatibilità con la salute dell'uomo;
- il ridotto impatto ambientale.

Il poliuretano espanso rigido viene prodotto utilizzando due diverse tecnologie che richiedono specifiche attrezzature: tecnologia a spruzzo o tecnologia per iniezione o colata.

Nel nostro caso, l'azienda Fiorini utilizza la tecnologia per iniezione (schiumatura).

Nel caso di riempimenti di cavità, la schiuma poliuretanicica può essere realizzata utilizzando appositi macchinari dotati di una testa all'interno della quale i due componenti vengono miscelati ed iniettati quindi all'interno del manufatto o dell'intercapedine da isolare.

I tempi di polimerizzazione dei sistemi poliuretanicici per iniezione o colata sono generalmente più lunghi di quelli per le applicazioni a spruzzo.

Si utilizza questo tipo di isolamento termico per il puffer Fiorini in quanto il poliuretano espanso ad alta densità è il materiale che presenta il più basso λ (conducibilità termica) fra i materiali comunemente usati in queste applicazioni; infatti il polistirene, la lana di vetro, la lana di roccia ed altri, presentano un λ più alto.

La conducibilità termica del poliuretano è $\lambda \approx 0,023 \frac{W}{m \cdot K}$

Inoltre il poliuretano espanso rigido permette di realizzare uno strato isolante continuo, privo di ponti termici, presenta un coefficiente di conducibilità termica stabile nel tempo, è permeabile al vapore ma impermeabile all'acqua (se presenta alti livelli di densità), ha un'ottima tenuta all'aria, durabilità nel tempo, resistenza ai raggi ultravioletti e presenta un ridotto impatto ambientale.

La schiumatura in poliuretano ha un diametro esterno di 710 mm, altezza 1270 mm e spessore 76 mm.

Per quanto riguarda quest'ultima, si utilizza la seguente tecnica: il serbatoio viene inserito e bloccato all'interno di uno stampo apposito, come quello presente in figura 7.36 (foto scattata direttamente nel reparto di produzione dell'azienda Fiorini); tale stampo presenta il diametro voluto in funzione dello spessore desiderato della coibentazione, è costituito da materiali in grado di sopportare una elevata pressione, in quanto durante la reazione chimica il poliuretano esercita appunto delle pressioni elevate, ed è dotato di chiusure di sicurezza per evitare l'apertura improvvisa di quest'ultimo.

I manicotti saldati direttamente sul serbatoio, devono avere chiaramente una lunghezza tale da stare all'interno dello stampo ed essere in ultimo allineati con il diametro esterno della coibentazione.

Una volta chiuso lo stampo, viene iniettato tramite un ingresso apposito il poliuretano, che col passare del tempo reagisce e solidifica, creando l'isolamento desiderato.



Fig. 7.36 - Stampo all'interno del quale viene posizionato il serbatoio da coibentare

A fine processo, dopo aver quindi atteso i tempi di reazione della schiuma poliuretanica, viene aperto lo stampo e si verifica che il processo sia andato a buon fine.

Il serbatoio coibentato, si presenta come in figura 7.37 (foto scattata direttamente nel reparto di produzione dell'azienda Fiorini), con gli ingressi e le uscite laterali e superiori in cui preventivamente erano stati alloggiati il serpentino sanitario presente appunto all'interno del serbatoio, le staffe di supporto e a cui poi saranno collegati i restanti condotti del circuito della pompa di calore.



Fig. 7.37 - Coibentazione in poliuretano espando rigido ad alta densità, ottenuta attorno al serbatoio Puffer

7.3.3 Serbatoio Puffer

Il serbatoio di accumulo di acqua tecnica per la produzione di acqua calda sanitaria è prodotto direttamente dall'azienda Fiorini, nel reparto di produzione presente a Forlì.

È realizzato in lamiera di acciaio al carbonio, partendo da lastre piane che vengono poi tagliate al laser in base all'altezza ed al diametro voluto, forate in corrispondenza della posizione in cui dovranno essere presenti i manicotti per le diverse parti del circuito e calandrate tramite l'apposita macchina (calandra) in modo da ottenere un cilindro; viene poi effettuato un cordone di saldatura tramite una saldatrice automatica in modo da mantenere la forma ottenuta, gli vengono saldati superiormente ed inferiormente i fondi bombati acquistati da una azienda produttrice esterna, viene poi verniciato esternamente, coibentato in poliuretano espando rigido ad alta densità (PU) e rifinito per ultimo in ecopelle stampata.

Il serbatoio, avente appunto diametro esterno di 550 mm, coibentazione di diametro esterno 710 mm e spessore 76 cm circa, presenta sei manicotti laterali, tre da un lato e tre dall'altro e quattro manicotti sul fondo superiore bordato, le cui misure sono riportate sul foglio tecnico del serbatoio presente in figura 7.38, tre piedi di appoggio a pavimento, con relativi piatti 50x3 mm e L = 190 mm, un fondo $\Phi = 550$ SP. 2 tipo D bordato ed un fondo $\Phi = 550$ SP 2 decinormale bordato.

I manicotti hanno tutte le relative guarnizioni in loctite 577, un sigillaraccordi formulato per il bloccaggio e la sigillatura di raccordi e tubazioni in metallo; garantisce una sigillatura istantanea a bassa pressione di tutti i raccordi e le tubazioni in metallo anche a basse temperature, non si deforma, non si ritira, non blocca i macchinari ed è pensato per applicazioni facili anche in verticale e a basse temperature.

Ha un'eccellente resistenza chimica e termica oltre ad una minore migrazione del prodotto liquido dopo l'applicazione, è resistente a carburanti, olii, refrigeranti e fluidi idraulici, e blocca le connessioni contro le vibrazioni.

Il serbatoio è stato collaudato ad una pressione di collaudo di 7,5 bar e prevede una pressione di esercizio di 5 bar.

Ha tolleranza generale ISO 2768-v ed il peso complessivo del serbatoio, compreso di serpentino di scambio termico, è di 75,6 kg.

All'interno del serbatoio sono presenti tre tubi posizionati in verticale, un pescante SS 1" nero serie media L = 800 LL e due supporti per il serpentino sanitario.

Il pescante aspira, attraverso il circolatore idraulico Grundfos presente nell'unità interna della pompa di calore, acqua tecnica ormai fredda (o comunque con una temperatura ormai insufficiente a garantire lo scambio termico con l'acqua

sanitaria circolante all'interno del serpentino) dalla zona più bassa del serbatoio; questa viene pompata all'interno della pompa di calore dove acquista calore attraverso lo scambio termico con il fluido refrigerante; una volta scaldata, l'acqua tecnica torna verso la parte alta del serbatoio dove, attraverso la valvola a tre vie, viene indirizzata o verso il serbatoio per la produzione di acqua calda sanitaria oppure verso l'impianto di riscaldamento dell'edificio.

Nel caso di produzione di acqua calda sanitaria, l'acqua tecnica calda viene indirizzata all'interno del serbatoio Puffer attraverso un piccolo tubo presente sul fondo bombato superiore, il quale presenta sulla sua estremità un diffusore di getto utile ad abbassare la velocità del flusso di acqua, così non si crea una corrente preferenziale all'interno del serbatoio ed inoltre si altera il meno possibile la stratificazione dell'acqua.

Gli altri due tubi (staffe), invece, servono semplicemente da supporto per il serpentino sanitario, in modo che sia fissato al serbatoio e non balli al suo interno.

Lateralmente al serbatoio, sono saldati sei manicotti.

Indicati con il numero 8 vi sono i manicotti di mandata (manicotto superiore) e di ritorno (manicotto inferiore) per l'integrazione con una eventuale sorgente di calore optional, come ad esempio una caldaia a biomassa, un termocamino o gli stessi pannelli solari termici; sono manicotti da 1", Φ 39,5x70 e filettatura 20. Indicato con il numero 10 vi è il manicotto per l'inserimento della resistenza elettrica optional, avente dimensione 1"1/4, Φ 49,5x70 e filettatura 20.

Indicati con il numero 4 vi sono i manicotti di mandata (manicotto superiore) e di ritorno (manicotto inferiore) del circuito dell'acqua calda sanitaria, la quale proviene direttamente dalla rete idrica ed entra dal manicotto inferiore del serbatoio, ed una volta scaldata viene mandata attraverso al manicotto superiore alle utenze; sono manicotti ridotti F/F 1" X 3/4".

Per ultimo, il manicotto indicato con il numero 6, prevede l'inserimento all'interno del serbatoio di un sensore di temperatura, per monitorare costantemente, tramite il pannello di controllo montato sull'unità interna della pompa di calore, la temperatura; è un manicotto 1/2", Φ 26,6x70 e filettatura 20. Sul fondo bombato superiore, pezzo n° 15 del foglio tecnico in figura 7.38, ho invece quattro manicotti:

con il numero 9 sono indicati i manicotti di mandata e di ritorno dell'acqua tecnica proveniente direttamente dall'unità interna dalla pompa di calore calettata sopra al serbatoio, aventi dimensioni di 1", Φ 39,5x100 e filettatura 20.

Con il numero 7 è indicato il manicotto che prevede l'inserimento di una termocoppia per il monitoraggio costante della temperatura presente nella parte alta del serbatoio, avente dimensione di 1/2", Φ 26,6x100 e filettatura 20.

Infine, con il numero 5 è indicato il manicotto che prevede il collegamento al serbatoio del vaso di espansione, per compensare le variazioni di volume a seguito del riscaldamento e del raffreddamento dell'acqua, in modo da stabilizzare così la pressione all'interno dell'impianto, per evitare colpi d'ariete o danni alle tubazioni.

Ha dimensioni di 3/4", ϕ 33,5x110 e filettatura 26.

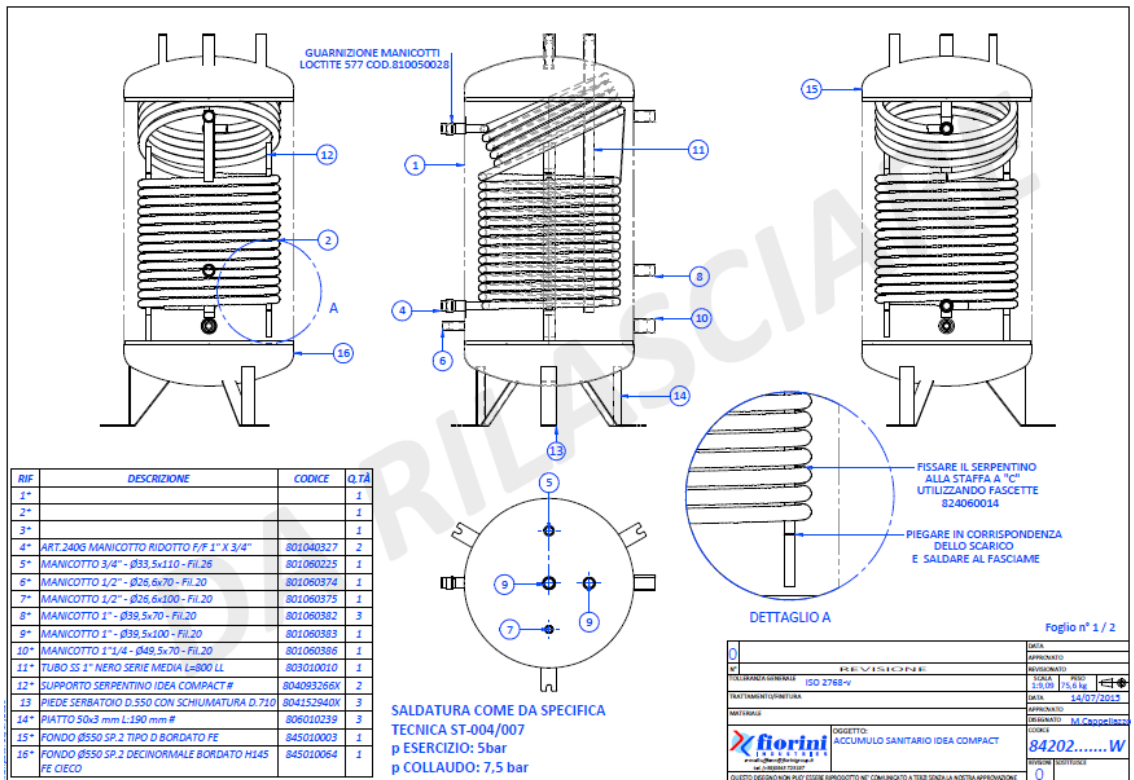
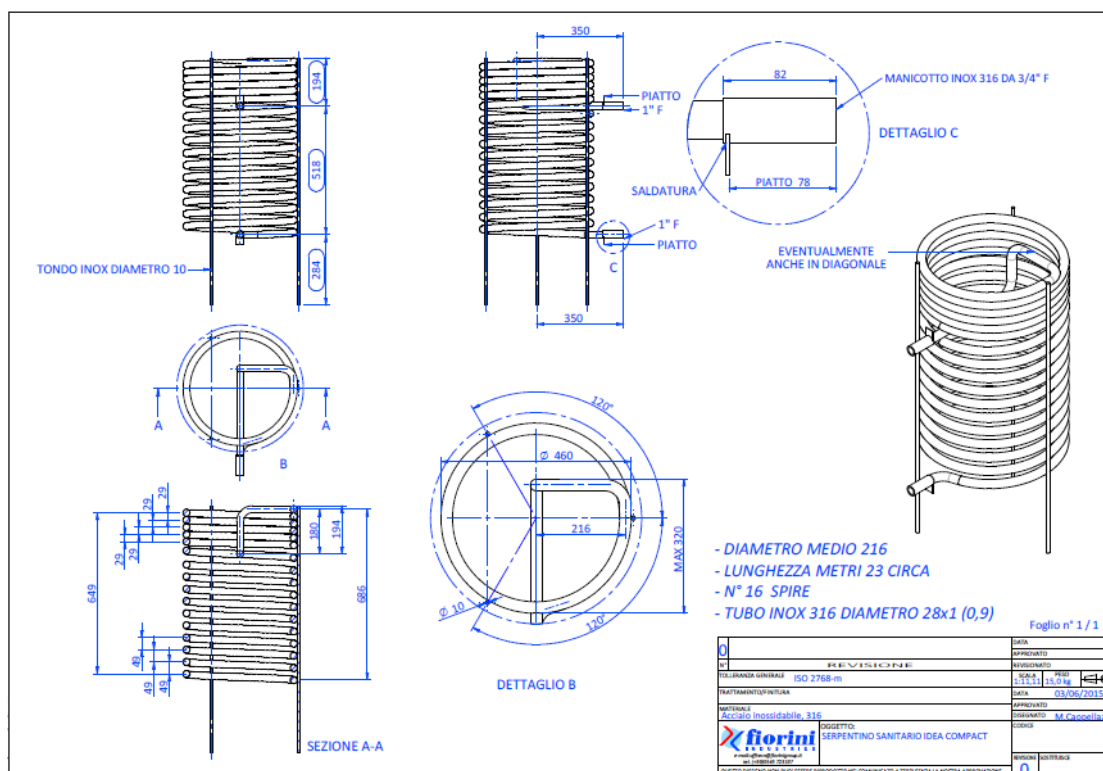


Fig. 7.38 - Serbatoio di accumulo IDEA COMPACT, con serpentini di scambio termico integrati

In figura 7.39 si riporta il disegno tecnico del solo serbatoio, visto esternamente, con le tre viste, una dall'alto e due laterali per comprendere al meglio il posizionamento degli attacchi del circuito e le misure del serbatoio in generale.



In figura 7.41, si riporta una foto scattata all'interno del reparto di produzione dell'azienda Fiorini del serpentino sanitario acquistato da una ditta esterna.



Come si può notare dalla figura 7.38 il serpentino sanitario, nella parte alta del serbatoio, risulta inclinato di circa 45° rispetto all'asse verticale del serbatoio e questo perchè si fa in modo di sfruttare la stratificazione dell'acqua, in quanto l'acqua più calda tende a stare vicino al pelo libero e quindi sarà concentrata nella parte superiore del serbatoio; infatti all'interno del serbatoio l'acqua tecnica ha una temperatura media di circa 50° C, ma grazie alla stratificazione nella parte superiore raggiunge una temperatura massima di circa 52/53° C mentre nella parte più bassa del serbatoio ha una temperatura minima di circa 47° C.

Quindi si fa piegare dalla casa produttrice il serpentino in modo da arrivare con la superficie di scambio termico fino alla parte più alta del serbatoio, così sfrutterò al massimo l'energia termica dell'acqua tecnica.

Il motivo per il quale si adotta questa forma del serpentino e non lo si prolunga semplicemente fino alla parte alta del serbatoio, sta nel fatto che non potrei prevedere il manicotto di mandata dell'acqua calda sanitaria sul fondo bombato superiore, in quanto lo si acquista già così ed in azienda non avremmo macchinari attraverso i quali sarebbe possibile forare il fondo, foro che andrebbe fatto quindi manualmente, il che risulta chiaramente infattibile.

In questo modo, invece, con il serpentino inclinato di 45° riesco comunque ad uscire con la mandata lateralmente al serbatoio ed è necessario semplicemente prevedere un foro fatto al laser, con l'unica accortezza di non forare troppo vicino alla saldatura fra fondo e cilindro, per evitare l'indebolimento del cordone di saldatura e quindi possibili rotture del serbatoio (di solito si fora a non meno di 5-6 cm dal cordone di saldatura).

Inizialmente si è pensato a quale metodo di scambio termico fare affidamento per ottenere acqua calda sanitaria e le opzioni erano essenzialmente due:

utilizzare un produttore di acqua calda sanitaria istantaneo chiamato SET e prodotto direttamente dall'azienda Fiorini, oppure il serpentino sanitario come nel nostro caso.

Il SET è un ottimo prodotto, costituito da regolatore elettronico, pompa modulante sul circuito primario, scambiatore di calore a piastre inox AISI 316 e box di contenimento.

Evita la formazione di batteri (legionella) mediante produzione istantanea di ACS.

Prevede la regolazione elettronica e programmabile della temperatura dell'acqua sanitaria, della temperatura di ricircolo, delle fasce orarie di accensione del ricircolo e dei cicli antilegionella.

Inoltre vi è un risparmio energetico mediante la regolazione elettronica del numero di giri della pompa.

Di seguito, in figura 7.42, si riporta una foto del preparatore di ACS SET, a puro titolo informativo.



Fig. 7.42 - Preparatore istantaneo di acqua calda sanitaria SET [25]

Oltretutto, a differenza del classico serpentino che prevede un ΔT termico di 10°C circa, ovvero fra il fluido caldo (proveniente dall'impianto della pompa di calore) e il fluido freddo (l'acqua sanitaria da dover riscaldare) vi sarà una differenza di temperatura di 10°C a causa dell'impossibilità di scambio termico maggiore, il SET prevede un ΔT di circa $2/3^{\circ}\text{C}$, il che sarebbe ancor più vantaggioso e sembrerebbe portare alla scelta di quest'ultimo.

Unica nota contraria, ma assolutamente non trascurabile è il costo del prodotto, infatti andando a fare una somma indicativa dei costi dei vari componenti del preparatore SET, si ottiene un costo aziendale superiore a 200€, se si pensa che la pompa di circolazione può costare circa 40€, lo scambiatore a piastre circa 80€, la centralina di controllo circa 40€ e l'elettronica compresa di sensori e valvole circa 60€, mentre il semplice serpentino in acciaio inox avrà un costo che si aggira attorno ai 90€ circa.

Questi prezzi, proiettati sul mercato e quindi ai clienti, diventano almeno il doppio, e quindi è intuitivo capire come sul costo finale di un prodotto pompa di calore, faccia la differenza questo aspetto, che non permetterebbe al prodotto Fiorini di essere competitivo economicamente sul mercato rispetto alla concorrenza.

Quindi trovando un compromesso fra costo economico e prestazioni di scambio termico, si è preferito il serpentino sanitario.

7.3.4 Il rivestimento esterno del serbatoio di accumulo

Il design esterno del serbatoio di accumulo per la produzione di acqua calda sanitaria, come già accennato, è stato affidato alla designer/architetto Francesca Cester, con la quale ci si è concentrati sul fatto che al giorno d'oggi, essendo le abitazioni sempre più piccole ed essendo quindi solitamente sprovviste di un'area in cui alloggiare una pompa di calore, è sempre più probabile che questa venga inserita direttamente all'interno dell'abitazione o nelle migliori delle ipotesi in una stanza dedicata quale una lavanderia, per esempio.

Per questo è fondamentale che la pompa di calore risulti parte dell'arredamento della casa e non un oggetto del tutto fuori luogo ed è per questo che si è pensato di rivestire esternamente il prodotto con una ecopelle stampata.

L'ecopelle è un tipo di cuoio o pelle a ridotto impatto ambientale che soddisfa i requisiti previsti dalla norma UNI 11427:2011 Cuoio – Criteri per la definizione delle caratteristiche di prestazione di cuoi a ridotto impatto ambientale.

Suoi sinonimi sono pelle ecologica, ecocuoio, cuoio ecologico, pelle a ridotto impatto ambientale, ecoleather.

Non va confusa con la finta pelle che invece è ottenuta rigorosamente da materiali di origine non animale.

Il rispetto della norma UNI evita confusioni e ambiguità indotte da interessi commerciali o pubblicitari, che applicano il termine ecopelle e similari a materiale sintetico, sfruttando la parola pelle per la sua attrazione. L'uso improprio di ecopelle contrasta con la legge 1112/1966 che riserva l'uso di pelle, cuoio e loro sinonimi ai prodotti ottenuti dalla lavorazione di spoglie animali, che conservino inalterata la struttura delle fibre, oltre che con la legislazione in materia di pratiche commerciali ingannevoli.

7.3.5 Hardware e software del controllore elettronico

La pompa di calore è completamente gestita dal software Galileus progettato interamente dall'ingegner Zanin dell'azienda MyClima S.p.a.

Il software, utilizzato già come controllore di altre pompe di calore a marchio Fiorini, è in grado di gestire i componenti dell'impianto e tanti altri aspetti fra cui:

- gestione completa fino a 30 zone ambiente in temperatura ed umidità;
- uscite allarmi;
- contabilizzazione termica ed elettrica;
- gestione della produzione elettrica in autoconsumo;
- connettività;
- gestione ciclo antilegionella;
- gestione valvola miscelatrice e sonda di temperatura;
- gestione della pompa idraulica;
- gestione della valvola deviatrice impianto/sanitario;
- gestione dell'integrazione optional;
- gestione del solare termico;
- gestione in cascata di un massimo di 5 pompe di calore.

In figura 7.43 si riporta una schematizzazione di quanto riportato sopra.



Fig. 7.43 - Schematizzazione della gestione tramite software Galileus

Per quanto riguarda la gestione delle zone ambiente il kit My Zone, venduto separatamente come optional, visualizza la temperatura ambiente e l'umidità relativa presente all'interno della stanza, l'ora ed il giorno di riferimento, offre la possibilità di impostare la temperatura e l'umidità desiderata e presenta un cronotermostato con possibilità di inserire fino a 6 fasce orarie giornaliere.

Nel caso in cui si voglia usufruire del kit My Zone, è compreso Kit fieldbus rs 485, accessorio obbligatorio per poter comunicare con i kit zona, da montare a bordo macchina.

Altro kit per la gestione ambientale è My Board, il quale ha un limite massimo di 15 schede ed ogni scheda controlla due valvole di zona, due deumidificatori ed una valvola miscelatrice.

In figura 7.44 vengono riportate le foto dei tre kit precedentemente descritti, in sequenza.



Fig. 7.44 - Kit My Zone, kit fieldbus rs 485 e kit My Board per la gestione delle zone ambiente

Per quanto riguarda la contabilizzazione termica, il tutto è affidato a tre flussimetri, presenti alla sorgente, all'interno dell'impianto e sul circuito sanitario, anch'essi gestiti dal kit My Board.

In figura 7.45 si riporta l'immagine di un flussimetro.



Fig. 7.45 - Flussimetro per la contabilizzazione termica

Per quanto riguarda l'hardware, esso è costituito da una scheda elettronica montata e fissata all'interno del cappello di copertura del circuito idronico interno e da un frontalino che funge da interfaccia utente-macchina.

La scheda elettronica μ PC ed il frontalino pLDPRO sono acquistati direttamente dall'azienda produttrice Carel.

μ PC è un controllore elettronico a microprocessore sviluppato nel rispetto delle normativa europea RoHS per offrire molteplici applicazioni nel settore del condizionamento dell'aria e della refrigerazione.

Assicura la più assoluta versatilità di applicazione, consentendo di realizzare prodotti specifici su richiesta del cliente.

μ PC è dedicato all'esecuzione del programma di regolazione ed è dotato del set di morsetti necessari alla connessione verso i dispositivi (compressori, ventilatori..).

Il programma e i parametri sono memorizzati su E2prom, consentendo il loro mantenimento anche in caso di mancanza di alimentazione (senza la necessità di una batteria di mantenimento).

Il caricamento del programma può essere eseguito tramite PC o apposita chiave di programmazione.

Il driver integrato per la gestione di valvole di espansione elettronica con motore passo-passo unipolare assicura migliori prestazioni del circuito di refrigerazione grazie alla regolazione PID del surriscaldamento.

Infine, il μ PC può essere collegato ad un terminale ambiente per il monitoraggio ed il controllo della temperatura ambiente.

Di seguito, in figura 7.46, si riporta una immagine della scheda elettronica μ PC.

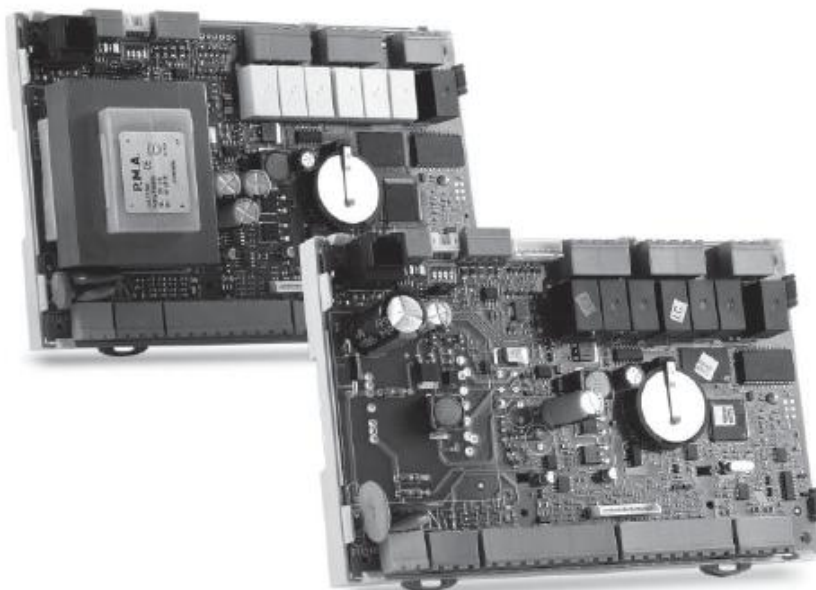


Fig. 7.46 - Scheda elettronica μ PC realizzata da Carel [26]

In tabella 7.10 si riportano invece le caratteristiche elettriche della scheda elettronica.

alimentazione (controllore con terminale connesso)	230 Vac, +10...-15% per UPCA*****; 24 Vac +10 ...-15% 50/60 Hz, 28...36 Vdc +10...-20% per UPCB*****
isolamento tra rete e controllore	massima potenza assorbita: 25 VA
isolamento tra rete e controllore	doppio
morsettiera	con connettori maschio/femmina estraibili, tensione max 250 Vac; sezione cavo: min. 0,5 mm ² - max 2,5 mm ²
memoria dati parametri	13 kB organizzata a 8 bit (limite max.: 400.000 scritture per locazione di memoria)
durata ciclo utile (applicazioni media complessità)	0,2 s (tipico)

Tab. 7.10 - Caratteristiche elettriche della scheda elettronica μ PC [26]

In figura 7.47 vengono riportate le dimensioni, in mm, della scheda elettronica in questione.

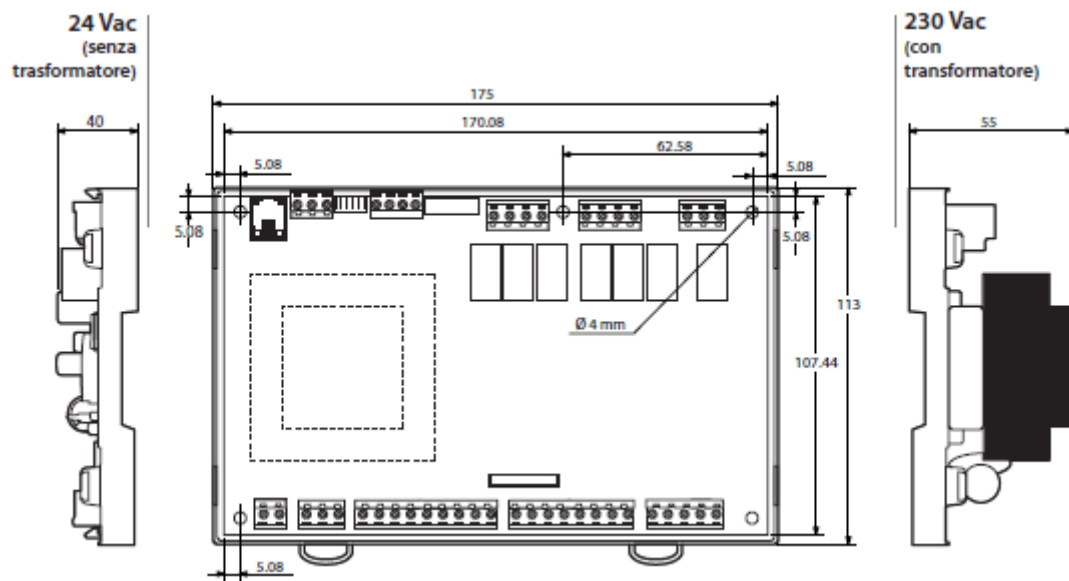


Fig. 7.47 - Dimensioni della scheda elettronica μ PC [26]

Infine, in figura 7.48, si riporta una immagine riguardante la descrizione dei connettori.

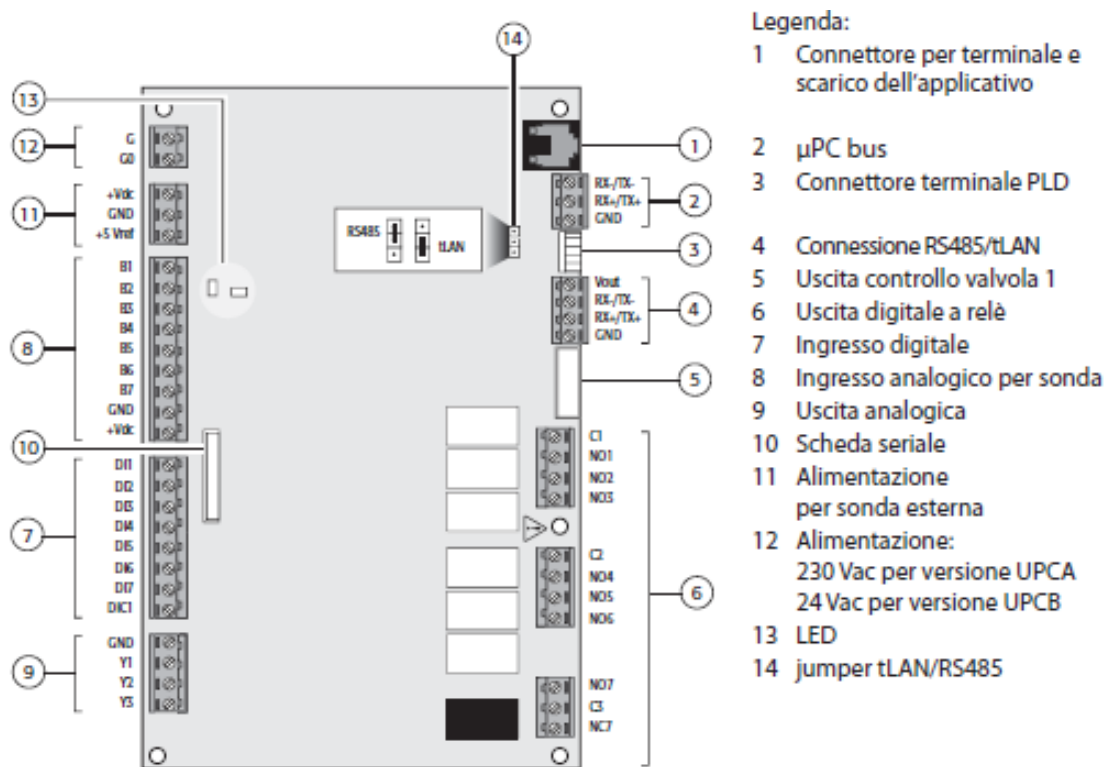


Fig. 7.48 - Descrizione dei connettori della scheda elettronica µPC [26]

Per quanto riguarda l'interfaccia utente-macchina, modello pLDPRO, è anch'esso acquistato direttamente dall'azienda produttrice Carel.

È un dispositivo elettronico che consente la completa gestione della grafica tramite la visualizzazione di icone (definite a livello di sviluppo software applicativo) e la gestione di font internazionali di due dimensioni: 6x8 e 12x16 pixels e segnale acustico attivabile da buzzer; inoltre il terminale offre un ampio range di temperatura di funzionamento (-20/60 °C) ed il frontalino garantisce un elevato grado di protezione (IP65).

In figura 7.49 si riporta una immagine del frontalino pLDPRO.



Fig. 7.49 - Interfaccia utente-macchina, modello pLDPRO [27]

Di seguito, in tabella 7.11, si riportano le specifiche tecniche del display circa l'alimentazione, le distanze massime, i materiali ed altre caratteristiche generali.

Specifiche tecniche

Display	
Tipo	grafico FSTN
Retroilluminazione	LED bianco
Risoluzione grafica	132x64 pixels
Modi testo:	8 righe x 22 colonne (font 6x8pixels) 4 righe x 11 colonne (font 12x16 pixels) oppure modi misti
Altezza carattere:	2 mm (font 6x8pixels) 4 mm (font 12x16 pixels)
Dimensione area attiva:	36.94*15.98mm
Dimensione area visiva:	38.9*19.4mm
Alimentazione	
tensione	porta pLAN: alimentazione da pCO tramite connettore telefonico (18...30Vdc solo classe II);
Potenza assor. max	0.5 W
Distanze massime	
Lunghezza max rete pLAN:	500 m con cavo AWG22 a coppie schermate
Distanza pCO terminale:	50 m con cavo telefonico 500 m con cavo AWG22 a coppie schermate e TCONN6J000. Nota: per raggiungere la lunghezza max utilizzare una tipologia a bus con diramazioni che non superano i 5 m.
Nota: collegare solo circuiti di classe 2 al pLDPRO e utilizzare cavi con conduttori approvati per la temperatura di 75°C.	

Materiali	
Frontale trasparente	polycarbonato trasparente
Retrocontenitori grigio antracite	polycarbonato +ABS
Tastiera	polycarbonato
Autoestinguenza:	V0 per retrocontenitore V2 per frontale trasparente HB su tastiera siliconica e particolari restanti
Generali	
Indice di protez.	IP65
Condizioni di funzionamento	-20T60 °C, 90% r.H. non-condensante
Condizioni di immagazzin.	-20T70 °C, 90% r.H. non-condensante
Classe e struttura del software	A
Classificazione protezione contro le scosse elettriche	Da incorporare in apparecchiature di classe I o II
PTI dei materiali di isolamento	175
Periodo delle sollecitaz. elettriche	long
Categoria di resist. al calore e al fuoco	categoria D e B
Immunità contro le sovratensioni	categoria II
Inquinamento ambientale:	2

Tab. 7.11 - Specifiche tecniche dell'interfaccia utente-macchina pLDPRO [27]

Di seguito, in figura 7.50, si riporta il disegno tecnico dei collegamenti elettrici della pompa di calore idea compact, versione monofase.

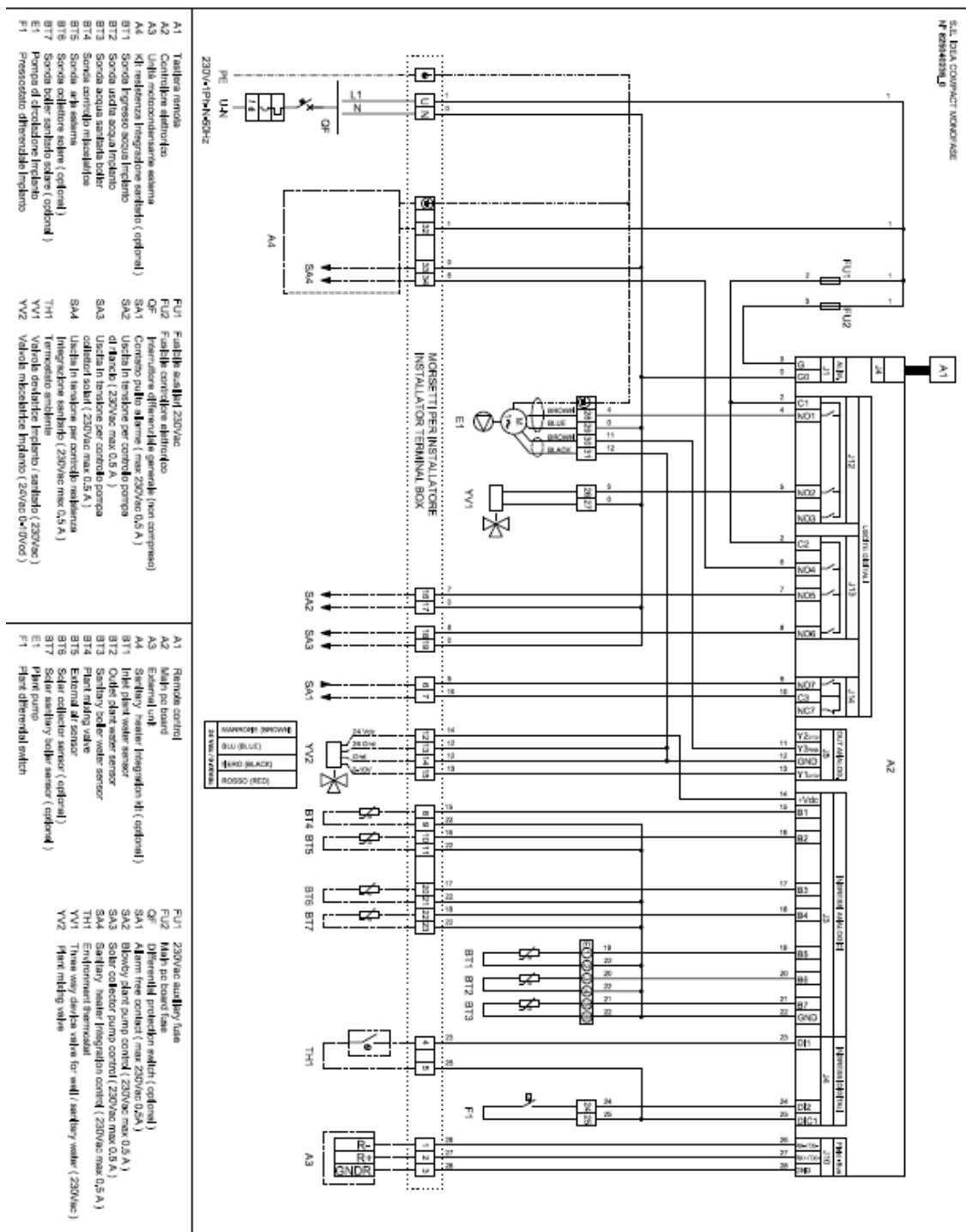


Fig. 7.50 - Disegno tecnico dei collegamenti elettrici della pompa di calore idea compact, versione monofase

7.4 Accessori optional della pompa di calore

L'azienda Fiorini mette a disposizione dei propri clienti diversi accessori come integrazione alla pompa di calore ed alla gestione ambientale, acquistabili a parte.

Fra gli accessori, sono presenti il kit per la resistenza elettrica di integrazione, già descritto nel sottoparagrafo 7.2.4, ed i kit per la gestione delle zone ambiente My Zone, Fieldbus rs 485 e My Board descritti nel sottoparagrafo 7.3.5.

Oltre a questi, sono disponibili i collettori solari come integrazione per la produzione di acqua calda sanitaria e la relativa centralina di pompaggio solare. AS 3000 è un collettore solare ad elevata superficie captante adatto per tutti i tipi d'installazione sia su tetto piano che inclinato.

Assemblato con una vasca stampata in lamiera d'alluminio, un assorbitore in rame altamente selettivo, un vetro prismatico ad alta trasparenza ed un isolante di forte spessore, si propone per il basso impatto ambientale ispirato ai concetti dell'Ecodesign.

Di seguito, in figura 7.51, si riporta una immagine dei pannelli termici descritti sopra.



Fig. 7.51 - Collettori solari AS 3000 optional [28]

Per quanto riguarda la centralina di pompaggio solare, essa è composta da:

- un misuratore/regolatore di portata da 2 a 12 l/min, con valvole di
- carico e scarico impianto;
- una valvola a sfera flangiata a 3 vie DN20 con valvola di non ritorno 10 mbar (la valvola di non ritorno può essere esclusa ruotando la maniglia di 45°), provvista di maniglia porta termometri (0°C-120°C);
- un gruppo di sicurezza 6 bar con manometro Ø 63 mm 0-10 bar con collegamento a compressione 3/4" FM per vaso d'espansione;
- un box di isolamento in EPP (dimensioni: 250x380x190) con set di fissaggio a parete;
- PN 10;
- temperatura continua 120°C (breve periodo: 160°C per 20 sec.);
- una pompa termica solare;
- connessioni esterne disponibili: 22 mm a compressione e 1" maschio.

In figura 7.52 si riporta una immagine della centralina di pompaggio solare appena descritta.



Fig. 7.52 - Centralina di pompaggio solare come accessorio optional [28]

Capitolo 8: Disegni finali della pompa di calore e realizzazione del prototipo

Gli ultimi steps della progettazione della pompa di calore IDEA COMPACT sono stati i disegni in 3D di quest'ultima, attraverso il software Solid Edge utilizzato dall'azienda Fiorini, e la realizzazione di un prototipo in modo da verificare la funzionalità della macchina e valutare il design esterno.

Prima dei disegni in 3D è stato effettuato un disegno in 2D della sola unità interna della pompa di calore, in cui è presente quindi il circuito idronico interno, il rivestimento ottenuto tramite stampaggio rotazionale ed il serbatoio Puffer integrato, come riportato in figura 8.1, in cui sono presenti la vista dal davanti, le due viste laterali e la vista dall'alto.

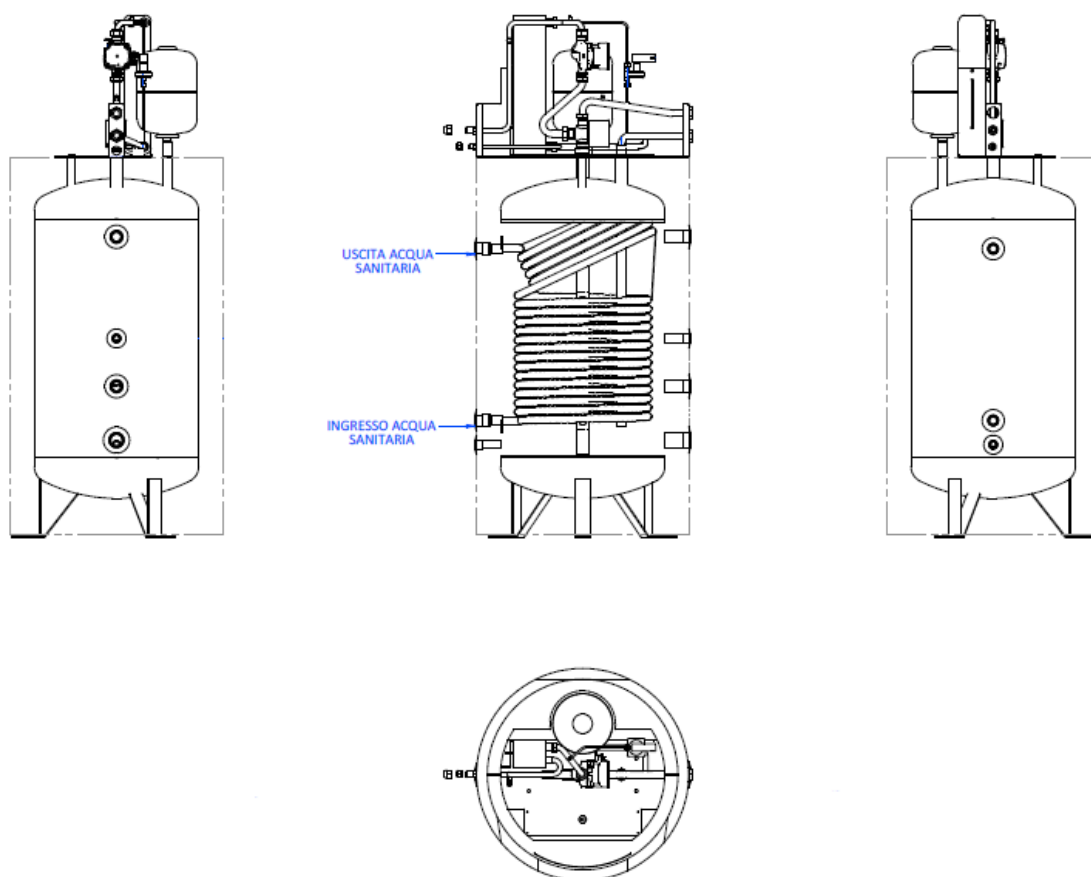


Fig. 8.1 - Unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT in 2D

In figura 8.2, si riporta invece un disegno in 2D della pompa di calore vista dall'esterno, in cui si nota il particolare cappello del circuito idronico ottenuto tramite stampaggio rotazionale ed il serbatoio integrato con i relativi manicotti per il collegamento al circuito; si riporta una vista laterale ed una dal davanti, per meglio apprezzare tutti i particolari.

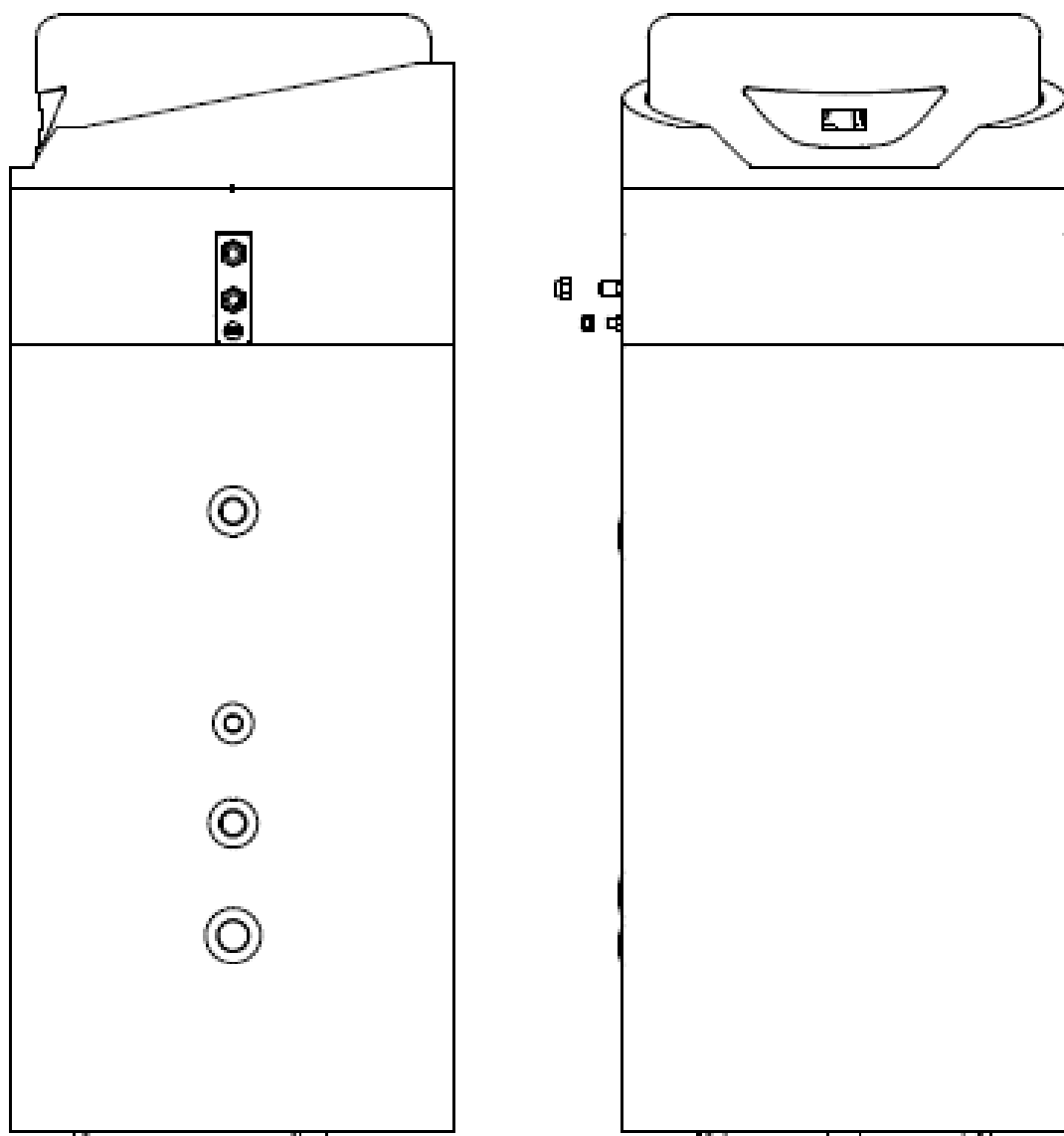


Fig. 8.2 - Unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT, vista dall'esterno

Questi disegni sono riportati in scala 1:10 e con tolleranza generale ISO 2768-v. Nel complesso l'unità interna della pompa di calore pesa 98,7 kg.

Nelle figure 8.3, 8.4, 8.5, 8.6, 8.7, 8.8 e 8.9 si riportano le varie viste dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT disegnate attraverso il programma di disegno in 3D Solid Edge.

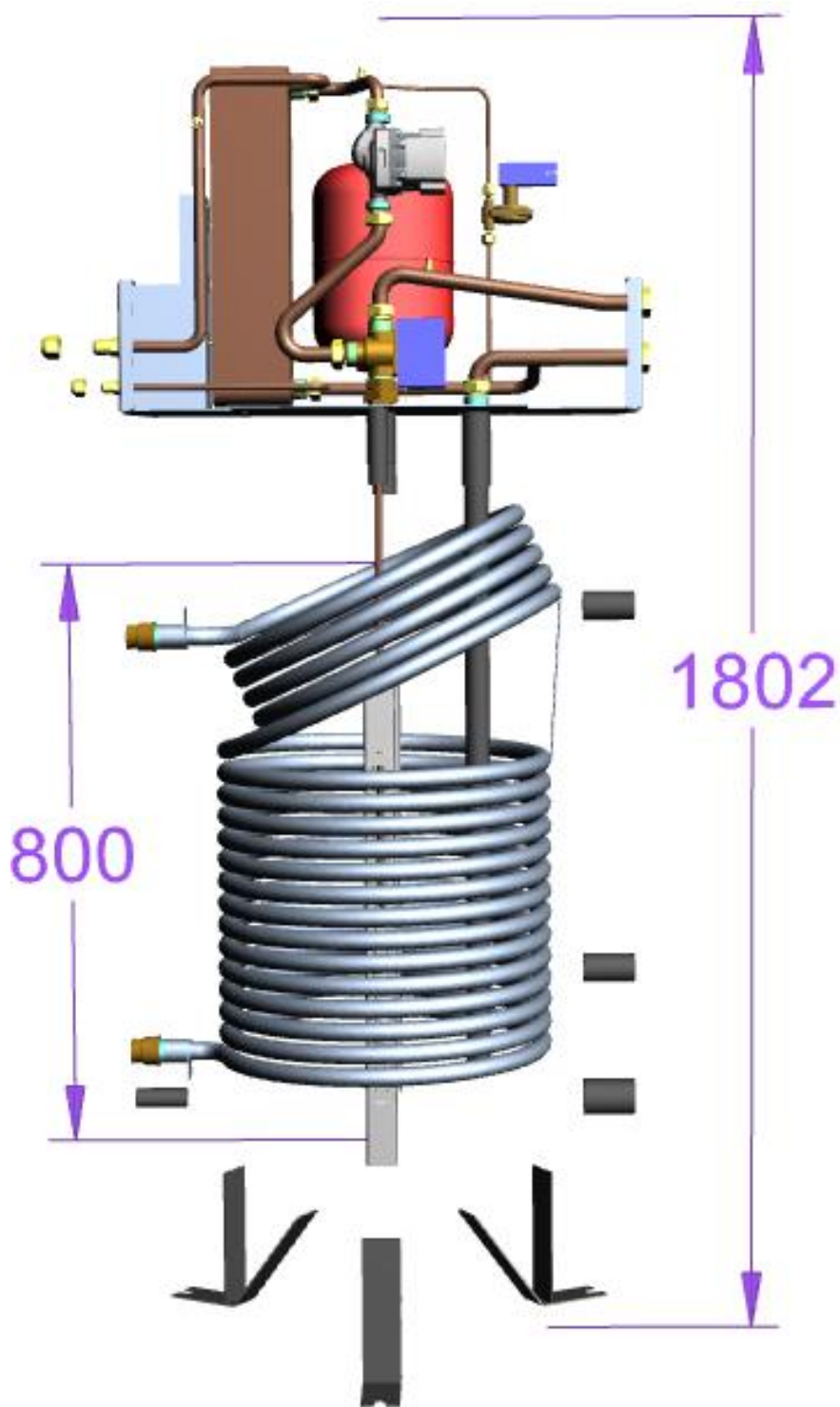


Fig. 8.3 - Vista dal davanti dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT

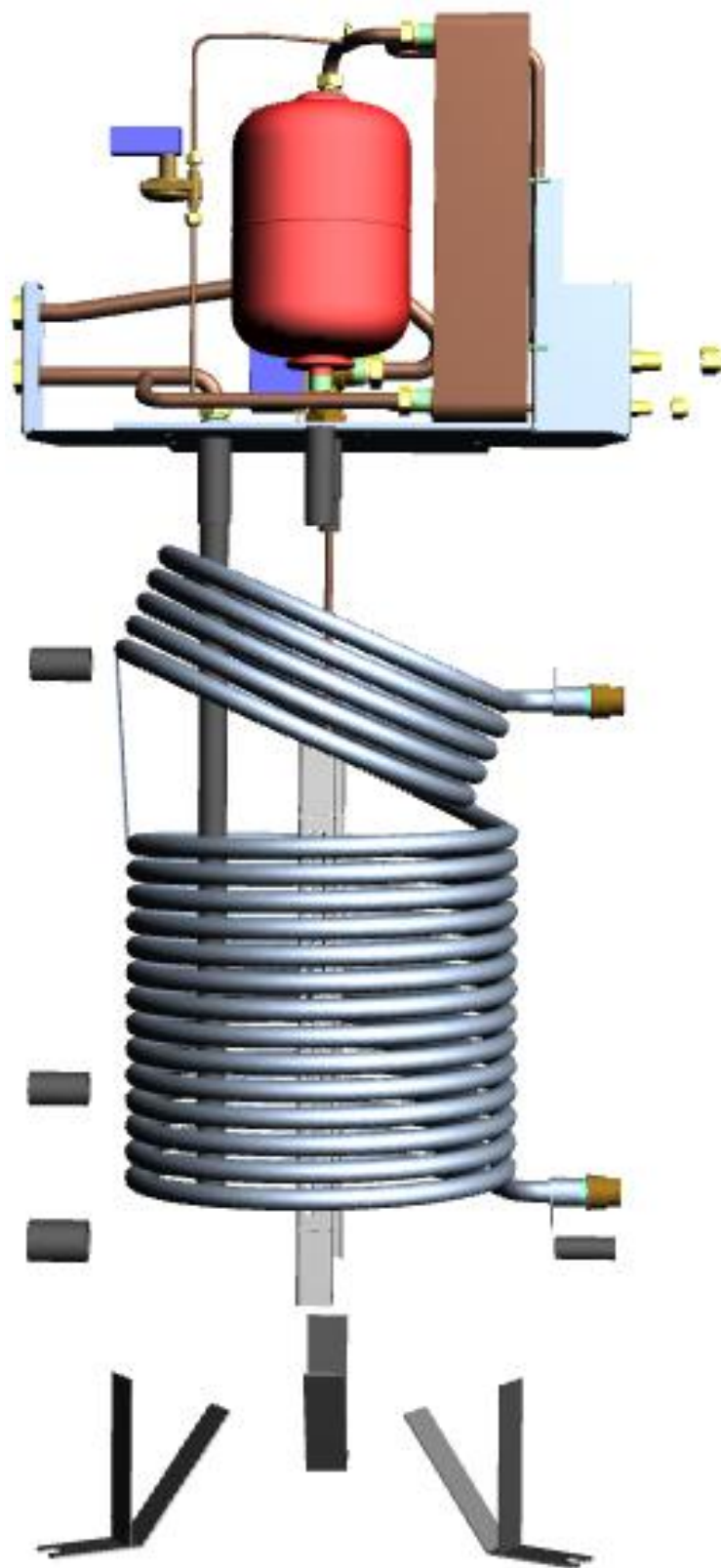


Fig. 8.4 - Vista da dietro dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT



Fig. 8.5 - Vista laterale dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT



Fig. 8.6 - Vista dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT



Fig. 8.7 - Vista dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT

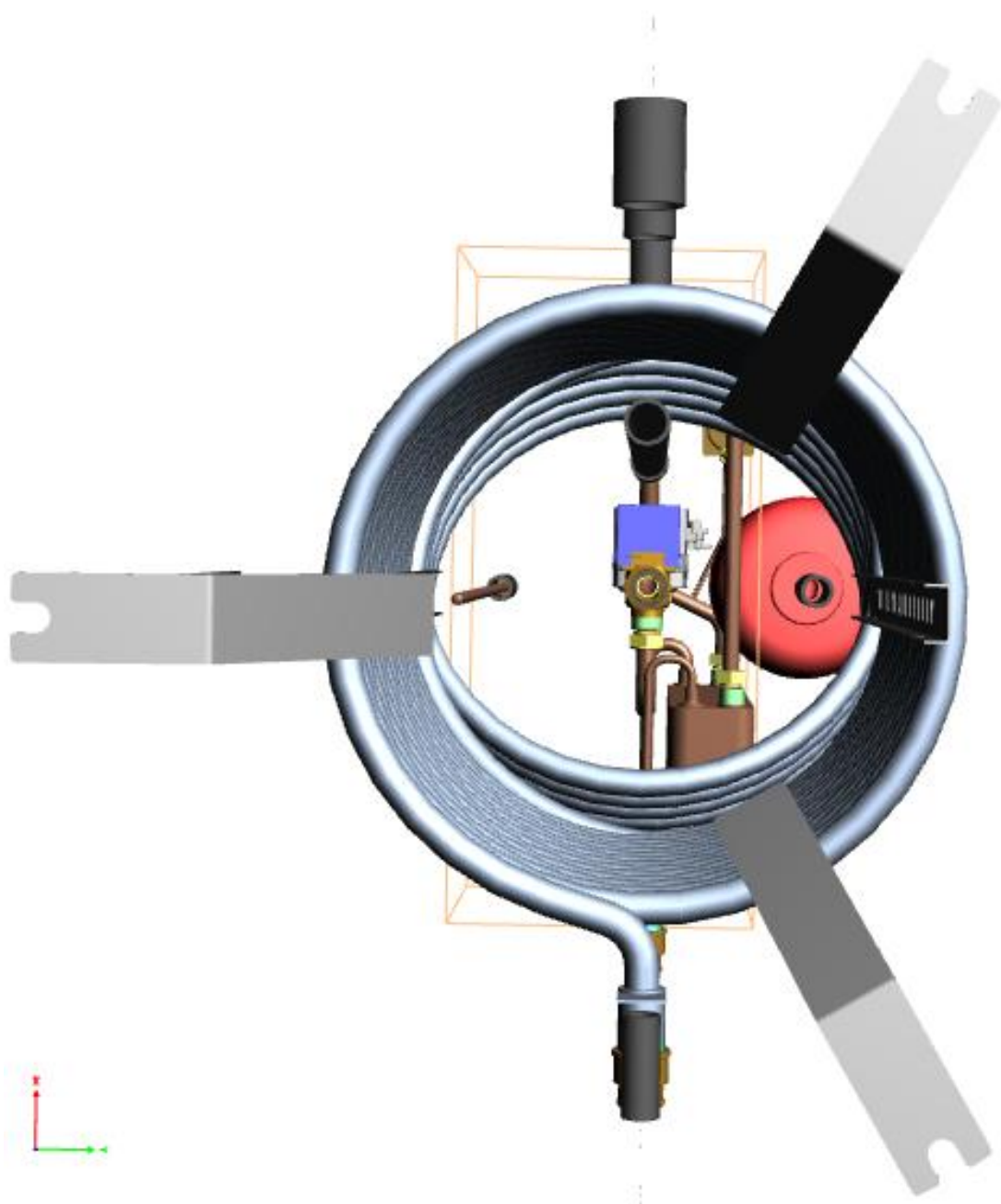


Fig. 8.8 - Vista dal basso dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT

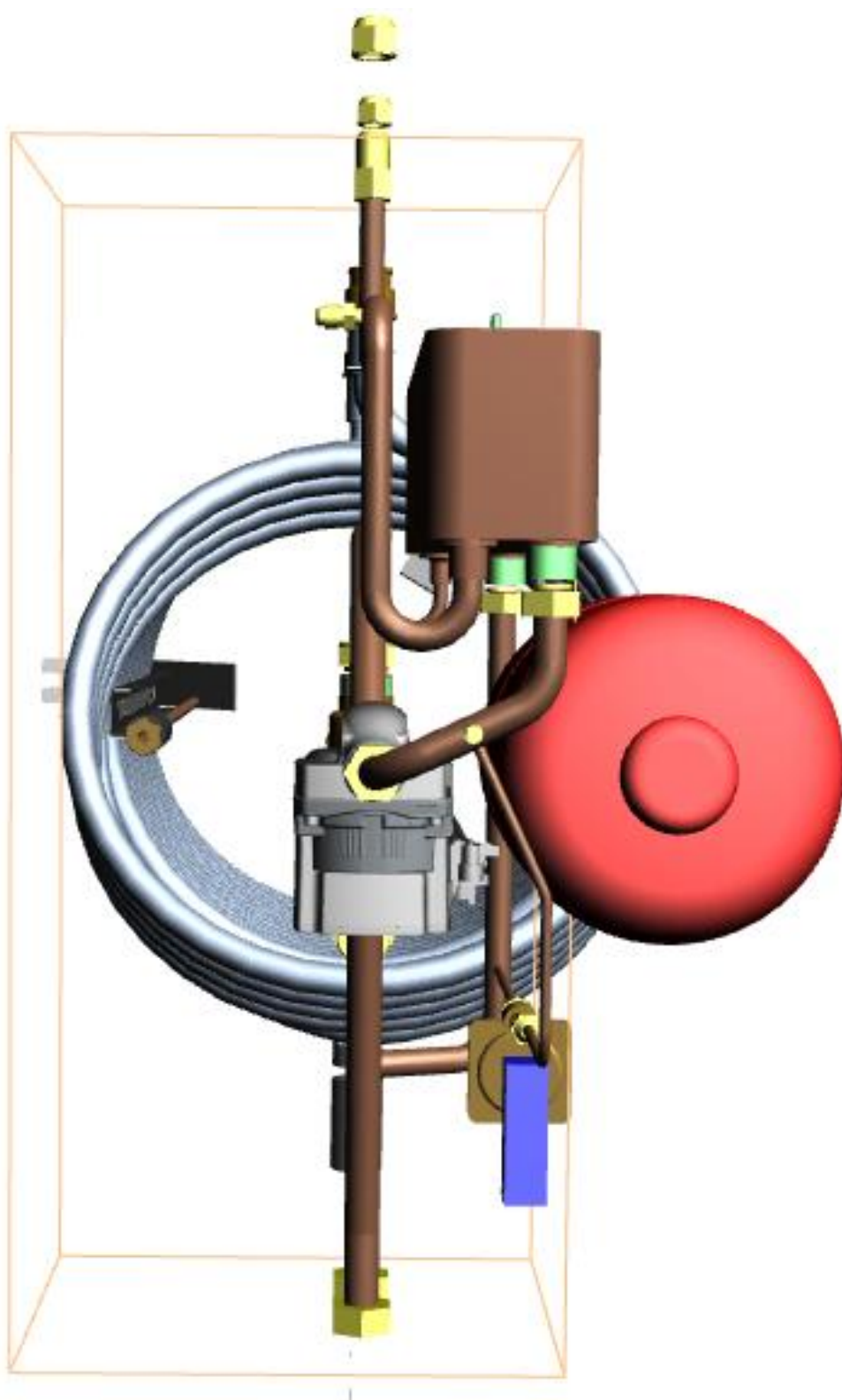


Fig. 8.9 - Vista dall'alto dei componenti interni dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT

In figura 8.10, si riporta una vista generale dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT, disegnata sempre attraverso il programma di disegno in 3D Solid Edge, che rappresenta il circuito idronico interno con relativo cappello di protezione ed il serbatoio Puffer integrato privo di coibentazione, per meglio apprezzarne i particolari.

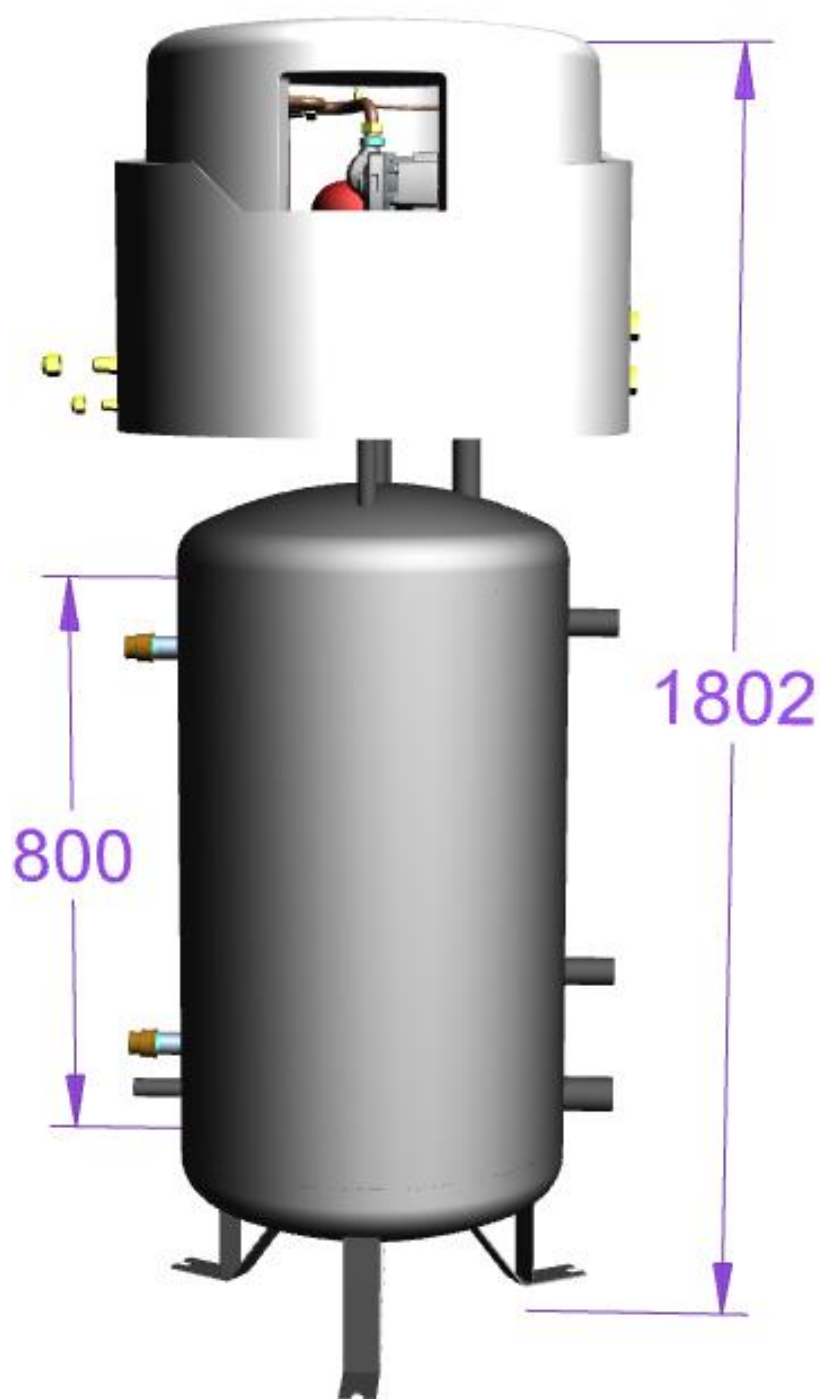


Fig. 8.10 - Unità interna IDEA COMPACT, circuito idronico e serbatoio Puffer integrato

Infine, in figura 8.11, 8.12 e 8.13, si riportano i disegni 3D completi dell'unità interna dell'IDEA COMPACT, nelle varie viste frontali e laterali.

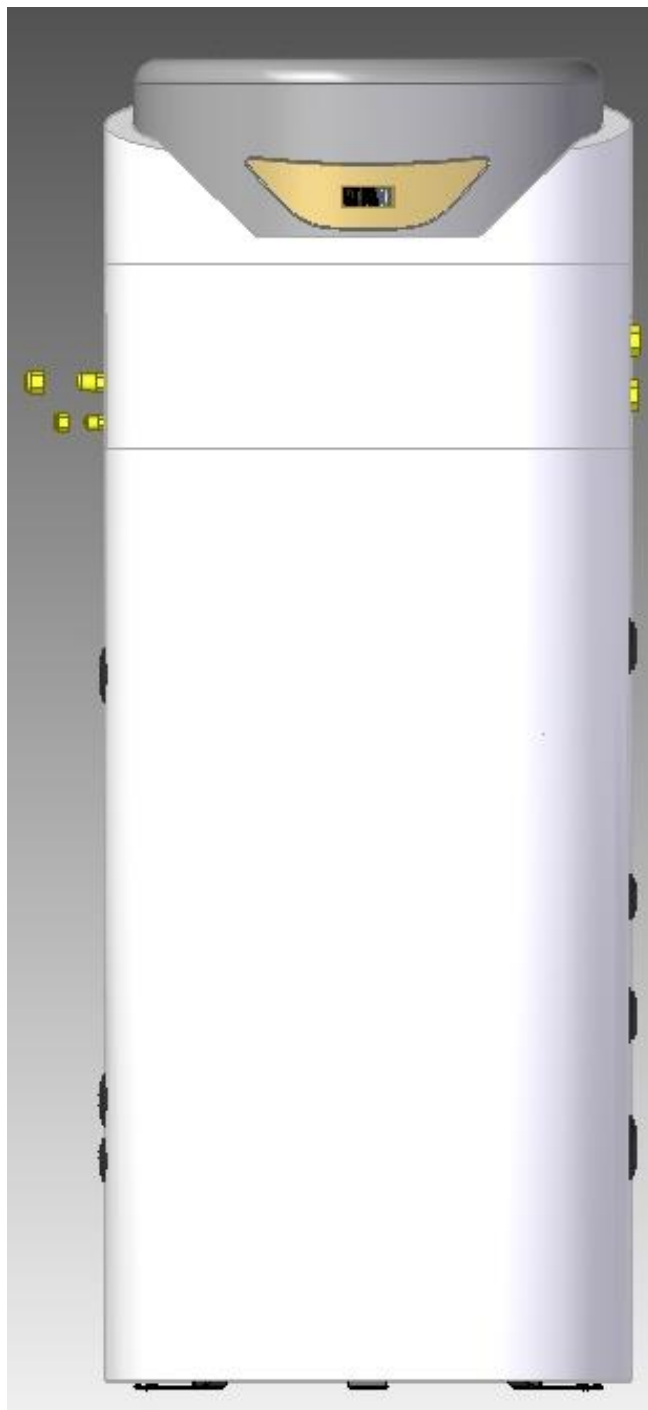


Fig. 8.11 - Disegno 3D completo dell'unità interna dell'IDEA COMPACT, vista frontale



Fig. 8.12 - Disegno 3D completo dell'unità interna dell'IDEA COMPACT, vista iso 1



Fig. 8.13 - Disegno 3D completo dell'unità interna dell'IDEA COMPACT, vista iso 2

Una volta completati i disegni 3D dell'unità interna della pompa di calore IDEA COMPACT, si è passati alla realizzazione di un prototipo attraverso il quale verificare la funzionalità della macchina, valutarne il design esterno e la classe energetica di appartenenza, effettuando le varie prove termiche.

Di seguito, si riportano tre foto scattate in azienda a Treviso che ritraggono il prototipo completo, a meno del rivestimento esterno in ecopelle stampata, che verrà scelto nella prossima riunione con la designer Cester e successivamente applicato e cucito per ricoprire la coibentazione del puffer.

In figura 8.14 si riporta una foto del prototipo senza il cappello di protezione del circuito idronico, per meglio comprenderne le dimensioni ed analizzarne i componenti.



Fig. 8.14 - Prototipo dell'unità interna IDEA COMPACT, priva di protezione del circuito idronico

Infine, in figura 8.15 e 8.16 si riportano, rispettivamente, due foto dell'unità interna equipaggiata di anello di copertura del circuito idronico ed una foto del prototipo al completo, ad esclusione del rivestimento esterno come già accennato in precedenza.



Fig. 8.15 - Prototipo dell'unità interna IDEA COMPACT equipaggiata di anello di copertura del circuito idronico



Fig. 8.16 - Prototipo dell'unità interna IDEA COMPACT al completo, a meno del rivestimento esterno in ecopelle stampata

Conclusioni

In conclusione, la pompa di calore aria-acqua con serbatoio Puffer integrato a marchio Fiorini, oggetto della presente tesi, prevede una unità esterna differente per le diverse taglie (potenza termica generata) dell'impianto, in particolare la motocondensante 6 kW ha dimensioni esterne 719,4x1134x372 mm (HxLxS), la motocondensante 8 kW ha dimensioni 861,3x1229,2x367,4 mm e le motocondensanti 12-16 kW hanno dimensioni 1402,4x1257,6x448 mm.

L'unità interna, invece, risulta essere la stessa per tutte le taglie, ha un diametro esterno di 710 mm circa ed altezza pari a 1800 mm comprensiva di serbatoio e circuito idronico, per un peso totale di circa 100 kg.

Il serbatoio ha capacità volumetrica di 250 l, ma come già accennato l'azienda non esclude la possibilità di produrre in futuro dei serbatoi di volumi maggiori, nel caso in cui il prodotto venga assorbito bene dal mercato delle pompe di calore.

Il costo previsto sul mercato del prodotto, è di circa 1900 €, esclusi gli optional già descritti nel paragrafo 7.4; in tal modo, avendo già analizzato i prezzi della concorrenza per prodotti simili, l'azienda Fiorini si inserisce sul mercato perfettamente ed in futuro si potranno trarre delle conclusioni economiche in base al quantitativo venduto.

Bibliografia

- [1] Y. A. Cengel - *Termodinamica e trasmissione del calore*, McGraw-Hill, 2009.
- [2] M. Doninelli - *Le pompe di calore*, Idraulica 33, Caleffi, 2007.
- [3] L. Socal, A. Pedullà - *Pompe di calore, Informazione tecnico normativa*, 2005.
- [4] *Libro Bianco_Pdc seconda edizione*.
- [5] D. Rossato, C. Trivigno - *Pompe di calore per riscaldamento, condizionamento e acqua calda sanitaria*, Rossato Group.
- [6] C. Casale, G. Colli, W. Pennati, F. Pettorossi - *Libro bianco sulle pompe di calore*, Co.Aer, 2008.
- [7] M. Tornaghi, Geotermia - *Manuale tecnico pratico per la realizzazione di un impianto geotermico*, Sistemi Editoriali Esselibri, 2010.
- [8] Techno System - *Descrizione e teoria degli scambiatori di calore a piastre*, 2011.
- [9] Fiorini Industries - *Scambiatori di calore a piastre*, 2015.
- [10] Fiorini Industries - *Serbatoi, bollitori e gruppi di scambio termico*, 2015.
- [11] M. Doninelli - *Legionella: un pericolo mondiale*, Idraulica 23, Caleffi, 2002.
- [12] Fiorini Industries - *Serbatoi, bollitori e gruppi di scambio termico*, 2015.
- [13] Fiorini Industries - *Sistemi per acqua calda – Hot water systems*, 2015.
- [14] *Macchine aerauliche*, capitolo 3.
- [15] Maxa - *Refrigeratori e pompe di calore inverter aria/acqua con ventilatori assiali e unità condensante remota, manuale utente-installatore*, 2015.
- [16] https://www.google.it/?gfe_rd=cr&ei=mqnyVbDLMKus8we5wrqQDw#q=compressore+twin+rotary

- [17] Grundfos S.p.a, data booklet - *UPM3*.
- [18] *Kit deviatrice sanitario idea*, foglio istruzioni, MyClima S.p.a Treviso, 2012.
- [19] Manuale tecnico Mut Meccanica Tovo - *Valvola deviatrice a 3 vie motorizzata con ritorno a molla*.
- [20] Manuale Mut Meccanica Tovo - *Pressostato differenziale modello SFS*.
- [21] *Kit resistenza elettrica di integrazione*, foglio istruzioni, MyClima S.p.a Treviso.
- [22] http://www.varem.com/pg.asp?cd=951&cd_pag=784&pd=745&rd=768&rh=768&tar=&titolo=&taf=784&mnpath=/0/745/768/784/
- [23] Manuale tecnico GEA, GBH Series – *Brazed Plate Heat Exchangers*.
- [24] Tecnologie Materie Plastiche Modulo5 – *Stampaggio rotazionale*, Lezione 01.
- [25] Fiorini Industries - *Sistemi per acqua calda*, 2015.
- [26] Carel - *μPC*, foglio istruzioni.
- [27] Carel - *pLDPRO PLD**GFP00 Interfaccia utente*, 2015.
- [28] Fiorini Industries - *Catalogo sistema IDEA*, MyClima 2015.

Ringraziamenti

Sono giunto alla conclusione di un percorso universitario davvero stimolante quanto impegnativo e duro, quindi le persone da citare e ringraziare sarebbero davvero tante.

Desidero ringraziare innanzitutto l'azienda che ha permesso lo sviluppo di questa tesi, la Fiorini Industries di Forlì, in particolare l'ingegner Maurizio Fabbri, nonché direttore commerciale, il quale è stato presente in tutto il percorso per chiarimenti, spiegazioni ed aiuti in generale; capisco perfettamente quanto un tirocinante possa essere "di intralcio" in certe situazioni, contrariamente il Sig. Fabbri mi ha sempre fatto sentire a mio agio, mi ha sempre coinvolto nelle attività e nelle riunioni aziendali ed a prescindere dallo sviluppo del progetto, mi ha insegnato tanto sulla vita aziendale.

Desidererei ringraziare anche il Sig. Romano Santucci, l'ingegner Riccardo Zanin e l'ingegner Moreno Cappellazzo, i quali mi hanno aiutato molto nello sviluppo di questo progetto.

Ringrazio i miei genitori, Marilena e Tiziano, i quali mi hanno permesso di affrontare questo lungo percorso di studi, non solo a livello economico, ma soprattutto a livello morale, credendo in me e nelle mie capacità; non lo dico spesso, o forse mai, ma voglio a loro un bene dell'anima.

Ringrazio mia sorella Sara, la sorella maggiore capace di consigliarti nei momenti più difficili, sempre presente per qualsiasi problema pur essendo molto impegnata al lavoro; anche a lei dico che le voglio un gran bene e non la cambierei con nessuno al mondo.

Ringrazio la mia ragazza Martina, sono cinque anni che stiamo insieme e quindi cinque anni che mi sopporta; starmi vicino non è facile, lo ammetto, ma lei riesce a farlo giorno dopo giorno, facendomi sentire amato ed apprezzato; a Martina dico che farei fatica ad immaginarmi una vita senza di lei e che la amo davvero.

Ringrazio mia nonna ed i miei zii, non li vedo spesso, ma questo non vuol dire che io non pensi a loro, sono comunque importantissimi per la mia vita.

Desidero poi ringraziare i miei amici, conosco tante persone, ma gli amici, quelli veri, sono parte integrante della mia vita, fondamentali perchè mi fanno sentire apprezzato, mi aiutano a loro modo a superare momenti difficili, regalandomi giornate di spensieratezza e divertimento.

In particolare, non in ordine di importanza, desidero ringraziare Folli, Vanni e Tola, gli amici di sempre, quelle persone che anche se non senti o non vedi per un mese, poco importa perchè sai che risentirsi sarà comunque la cosa più naturale e bella del mondo, grazie davvero.

Ringrazio Fabione e Bulga, due compagni dell'università che hanno quindi affrontato con me questo percorso ma soprattutto due amici nella vita di tutti i giorni, le giornate e le serate passate insieme sono sempre le migliori.

Ringrazio Nino, il Pond, Maio, Mila, Coro, Ruscio e tutti i miei ex compagni di università, ma amici anche loro nella vita comune, con i quali negli ultimi anni ho stretto un bellissimo rapporto, peccato non aver creato prima questo fantastico gruppo.

Ringrazio la persona che più in assoluto mi è stato vicino in questo percorso di studi universitari, Giovanni, una persona fantastica, generosa, gentile, simpatica e sempre pronta ad aiutarmi; si è vero, sono arrivato in fondo grazie alle mie conoscenze e grazie alle mie forze, ma sono sicuro che se non ci fosse stato lui, sarebbe stato tutto molto più difficile, non solo a livello didattico ma soprattutto a livello morale.

Ringrazio poi in generale gli amici di Forlì e gli amici di Sestola, luogo in cui passo gran parte del mio inverno per inseguire la passione della mia vita, lo snowboard.

Ringrazio infine Ughino, il mio mitico cagnolino, scomparso da più di un anno, ma ricordo che tornare a casa da lui era sempre l'emozione più bella, perchè il tuo cane non ti giudica, non si comporta diversamente nel caso in cui tu sia ricco o povero, bello o brutto, l'importante per lui è starti accanto e dimostrarti amore; mi manca tantissimo.

Grazie davvero a tutti, siete la mia forza.

